

UNIVERSITÉ DE SHERBROOKE
Faculté de génie
Département de génie mécanique

OPTIMISATION DE TURBINES À GAZ EN CÉRAMIQUE RÉCUPÉRÉES POUR DES APPLICATIONS AÉRONAUTIQUES

Mémoire de maîtrise
Spécialité : génie mécanique

Benoit Picard

Jury : David Rancourt (directeur)
Jean-Sébastien Plante
Mathieu Picard

“Life is like riding a bicycle. To keep your balance you must keep moving.”

– Albert Einstein

RÉSUMÉ

Dans le but de réduire leur impact environnemental, les différents secteurs du transport s'intéressent fortement à l'électrification des systèmes de puissance à bord des différents types d'appareil. Le secteur de l'aéronautique est particulièrement intéressé à réduire ses émissions de gaz à effet de serre, ce qui réduirait également les coûts en carburant qui représente une portion significative des coûts d'opération. La densité énergétique limitée des batteries étant plus d'un ordre de grandeur inférieur au carburant liquide d'aviation, il est présumé qu'une électrification complète diminuerait drastiquement les performances des appareils. Une solution hybride permettrait d'obtenir les gains de nouvelles configurations d'un appareil électrique, tout en proposant une source d'énergie de masse comparable. Néanmoins, que ce soit une configuration hybride ou classique, l'efficacité du moteur thermique fournissant la puissance principale est directement reliée au niveau d'émissions émises par l'appareil, et une amélioration de celle-ci demeure le facteur prépondérant pour la réduction de la consommation de carburant.

Les turbines à gaz de petite taille utilisées pour les applications aéronautiques à moins de 1000 kW (environ 4-10 passagers) opèrent avec des efficacités thermiques d'environ 25%. Cette efficacité peut-être considérablement augmentée avec l'ajout d'un récupérateur de chaleur. Ce dernier augmente toutefois la masse du moteur significativement, rendant ainsi les turbines récupérées commerciales inappropriées pour des applications volantes. Afin d'augmenter la densité de puissance du cycle récupéré, la température d'entrée de turbine (TIT) doit être augmentée significativement au-delà de celle des turbines métalliques non refroidies. Dans le cadre de recherches précédentes au sein du groupe Createk de l'Université de Sherbrooke, une configuration novatrice de petite turbine a été suggérée, soit la turbine en céramique en compression (Inside-Out Ceramic Turbine, ICT). Une évaluation dans le contexte de génération de puissance au sol permettrait de réduire de 20% la consommation de carburant par rapport aux microturbines commerciales. Le présent mémoire présente ici le potentiel de la ICT dans le contexte d'application aéronautique, en évaluant le compromis entre deux objectifs de conceptions se faisant compétitions, soit l'efficacité et la densité de puissance.

Une modélisation système numérique couplant un modèle thermodynamique, un modèle de récupérateur et un modèle de masse a permis d'évaluer les performances d'efficacité et de densité de puissance attendues selon les variables de conception principales, soit la TIT, le rapport de pression et le dimensionnement du récupérateur. Le front de Pareto entre l'efficacité et la densité de puissance est ensuite généré par optimisation numérique du système pour différents paliers de TIT. Selon les applications proposées, pour une turbine ICT atteignant 1550 K de TIT, une efficacité de 40% est atteignable à 3 kW/kg, ce qui est significativement plus efficace que les turbines en cycle simple commercial (-37% de carburant). La masse d'un tel moteur récupéré est prédit environ 30% supérieur à celle d'un moteur à cycle simple, toutefois, la réduction en masse de carburant engendré par le gain d'efficacité occasionne une réduction du poids au décollage. En effet, pour des longs vols, on obtient alors un gain en charge utile considérable, soit 86% d'augmentation pour un vol de 7h en avion du type PC-12. Une amélioration de la technologie ICT atteignant un TIT de 1800 K se verrait obtenir 5 kW/kg à 40% d'efficacité thermique, ou jusqu'à 50% d'efficacité dans des applications moins sensibles à la masse.

Mots-clés : Microturbine haute-efficacité, charge partielle, pale en céramique, Inside-Out Ceramic Turbine (ICT), aviation hybride, optimisation système

REMERCIEMENTS

J'aimerais d'abord remercier le professeur Jean-Sébastien Plante de m'avoir embarqué et réembarqué dans cette aventure. Ce sont le mélange de passion technologique et d'entrepreneur créatif qui m'ont motivé à faire ce retour aux études graduées. Je tiens à remercier mon directeur David Rancourt qui m'a apporté les connaissances en conception de système, et particulièrement éclairer sur les applications aéronautiques. Qui de mieux pour enseigner la valeur de la fiabilité en aéronautique qu'un pilote d'avion à pistons! Et je tiens également à remercier mon frère et professeur Mathieu Picard pour son support continu tout au long de ces travaux, et dans tous ses aspects – thermodynamique, mécanique, chimique, contenant, contenu, etc. Ce sont tous trois des exemples en entrepreneuriat, en créativité et en résolution de problèmes complexes, qui m'ont permis de grandir et forger une compréhension accrue du monde technologique, ce qui m'aidera certainement à bâtir une entreprise technologique un de ces jours.

Je souhaite remercier particulièrement Alexandre Landry-Blais pour sa contribution sur la modélisation du récupérateur de chaleur, ainsi que Nidal Kochrad pour ses travaux précédents en modélisation de la turbine en céramique renversée. Je souhaite également à remercier Patrick Dubois, Thomas Parent-Simard, Dominik Thibault et Mathieu Kirouac pour leur contribution à l'avancement du projet et l'entraide durant ces travaux de conception système.

Je remercie le Conseil de recherches en sciences naturelles et en génie du Canada (CRSNG) pour le soutien financier au projet.

Finalement, je veux particulièrement remercier ma conjointe Stéphanie, pour sa compréhension et ses encouragements pour ce retour aux études et vis-à-vis ces projets toujours grandissants. Merci à William et à Charles pour leurs sourires et leur amour, ceux pour qui je m'efforce de créer un meilleur futur.

TABLE DES MATIÈRES

CHAPITRE 1	INTRODUCTION	1
CHAPITRE 2	ÉTAT DE L'ART	5
2.1	Performance des turbines à gaz de petite taille (10-1000 kW)	5
2.1.1	Performance nominale des turbines commerciales (On-design)	5
2.1.2	Performance hors nominal (<i>Off-design</i>)	6
2.1.3	Masse et densité de puissance des moteurs aéronautiques	8
2.1.4	Émissions polluantes	10
2.2	Turbines récupérées dans l'aéronautique	10
2.3	Amélioration des performances par l'augmentation de la température d'entrée de turbine (TIT)	11
2.4	La turbine céramique en compression (ICT)	13
2.5	Lacune et opportunité	14
CHAPITRE 3	PROBLÉMATIQUE	15
3.1	Objectifs	15
3.2	Méthodologie	15
CHAPITRE 4	MASSE VERSUS EFFICACITÉ	17
4.1	Article de revue	17
4.2	Abstract	18
4.3	Introduction	18
4.4	Analytical development	21
4.4.1	Engine Architecture and Station Numbering	21
4.4.2	Engine Performance Model	22
4.4.3	Design Space Exploration & Metamodeling	31
4.5	Simulation results	32
4.5.1	Model Validation	32
4.5.2	Model results	34
4.6	Summary and conclusions	36
4.7	Acknowledgments	37
4.8	Funding	37
CHAPITRE 5	PERFORMANCE HORS NOMINAL	38
5.1	Méthodologie	38

5.1.1	Résolution du cycle nominal des configurations proposées.....	39
5.1.2	Performance hors nominal des composantes rotatives.....	39
5.1.3	Performance hors nominal des composantes statiques	41
5.1.4	Résolution d'opération hors nominal des configurations proposées.....	42
5.2	Validation du modèle.....	44
5.2.1	Évaluation du modèle avec données au niveau du sol	45
5.2.2	Évaluation des données à charge nulle (<i>idle</i>)	46
5.2.3	Évaluation du modèle en altitude	47
5.3	Résultats et discussion	48
5.3.1	Comparaison à charge partielle au niveau du sol	48
5.3.2	Évaluation du cycle récupéré en altitude.....	51
CHAPITRE 6	ÉVALUATION VÉHICULE	55
6.1	Méthodologie.....	55
6.2	Validation du modèle.....	56
6.3	Résultats et discussion	56
CHAPITRE 7	CONCLUSION	62
LISTE DES RÉFÉRENCES	65

LISTE DES FIGURES

Figure 1.1 – Densité énergétique des carburants liquides étant 1 à 2 ordres de grandeur au-delà des batteries actuelles [1].....	1
Figure 1.2 – Configuration de la Inside-Out Ceramic Turbine (ICT)	3
Figure 2.1 – Efficacité relative à charge partielle pour le PT6A-67P tirée du Pilatus PC-12 Pilot Handbook [6]	7
Figure 2.2 – Efficacité relative à charge partielle pour les microturbines métalliques, Meybodi et Behnia [18], avec courbe superposée d'un turboshaft au niveau du sol (figure 2.1).....	7
Figure 2.3 – Comparaison des différentes configuration et méthode d'opération à charge partielle pour moteur récupéré à rapport de pression de 9 et TIT de 1400 K [19]	8
Figure 2.4 – Densité de puissance et efficacité thermique pour les turbopropulseurs entre 300 et 1000 kW, adapté de [23].....	9
Figure 2.5 – Densité de puissance et efficacité thermique pour les turbomoteurs entre 300 et 1000 kW, adapté de [23].....	9
Figure 2.6 – Deux versions récupérées de la turbine Allison Model 250 (1967) [26]	11
Figure 2.7 – Prédiction des performances atteignables d'une microturbine de 100 kW selon la température de combustion, le rapport de pression et la température d'entrée du récupérateur - McDonald [7].....	12
Figure 4.1 – Inside-out Ceramic Turbine (ICT)	21
Figure 4.2 – Microturbine components and station numbering.....	22
Figure 4.3 – Optimization design structure matrix showing the nested 3 submodels interactions and final output	23
Figure 4.4 – Design structure matrix of the thermodynamic submodel showing the iterative resolution flowchart.....	24
Figure 4.5 – Heat Exchanger 1D Model description (top: side view, bottom: cross section view)	28
Figure 4.6 – Engine dry weight linear regression for turboprop and turboshaft below 1500 kW based on inlet mass flow and rated power.....	31
Figure 4.7 – Multi-optimization results shown as Pareto trade-off for simple cycle and recuperated engine at three (3) TIT levels – sea level, ISA+0, on-design conditions, total installed weight of turboprop/turboshaft. Thermal efficiency, Compressor Pressure Ratio and HX effectiveness vs power density.	35
Figure 5.1 – Les quatre (4) architectures étudiées pour les opérations à charge partielle.....	39
Figure 5.2 – Carte de compresseur schématique indiquant l'ajout de coordonnée β , adapté de [35]	40
Figure 5.3 – Efficacité de combustion selon le facteur de charge de la chambre de combustion [60]	42

Figure 5.4 – Comparaison entre modèles et données pour l’efficacité relative à charge partielle des moteurs de référence	45
Figure 5.5 – Erreur absolue de l’efficacité prédite par les modèles hors nominaux en fonction de la charge.....	45
Figure 5.6 – Comparaison entre modèles et données pour l’efficacité relative à charge partielle des moteurs de référence	46
Figure 5.7 – Comparaison entre modèles et données pour l’efficacité relative en altitude du moteur PT6A	47
Figure 5.8 – Température, pression et débit massique pour le moteur récupéré à un TIT de 1550 K, rapport de pression de 8.3 et récupérateur de 82%.....	49
Figure 5.9 – Température, pression et débit massique pour le moteur à cycle simple à un TIT de 1550 K et un rapport de pression de 13.0.....	49
Figure 5.10 – Efficacité thermique et efficacité relative à charge partielle au niveau du sol des 8 configurations de moteurs étudiés	50
Figure 5.11 – Température d’entrée de turbine (TIT) et efficacité du compresseur ($\eta_c - istt$) des 8 configurations de moteurs étudiés	51
Figure 5.12 – Efficacité thermique et efficacité thermique relative pour la ICT en cycle récupéré à vitesse de sortie variable (1550 K TIT, CPR 8.3) selon le niveau d’altitude, incluant comparaison avec l’efficacité relative modélisée du PT6A provenant de la figure 5.7	52
Figure 5.13 – [De gauche à droite et de haut en bas] Consommation spécifique pour du kérosène (43 MJ/kg), vitesse relative de l’arbre, température d’entrée de turbine (TIT), température d’entrée du récupérateur (TIT), rapport de pression au compresseur et efficacité du récupérateur pour la ICT récupérée en altitude	53
Figure 5.14 – [De gauche à droite et de haut en bas] Pertes de charge du récupérateur absolues et relatives (somme du côté air et côté gaz), débit d’air et marge de surpression (<i>surge margin</i>) pour la ICT récupérée en altitude	54
Figure 6.1 – Carte d’endurance pour le PC12-NG à charge utile constante (454 kg)	59
Figure 6.2 – Carte de charge utile pour le PC12-NG pour un vol d’une durée de 7h (2800 km)	59
Figure 6.3 – Carte d’endurance pour le Bell 429 à charge utile constante (487 kg)	60
Figure 6.4 – Carte de charge utile pour le Bell 429 sur un vol de 3h (780km).....	60
Figure A.1 – Carte de compresseur	70
Figure A.2 – Carte du premier étage de turbine	70
Figure A.3 – Carte du deuxième étage de turbine	71

LISTE DES TABLEAUX

Tableau 1 – Comparaison des performances des microturbines disponible sur le marché	6
Tableau 2 – Émissions polluantes du PWC PT6 et de la Capstone C200	10
Tableau 3 – Variables d’itération pour résolution de cycle en opération nominale des quatre (4) architectures	40
Tableau 4 – Variables d’itération pour résolution de cycle en opération hors-nominales des quatre (4) architectures proposées	43
Tableau 5 – Cartes de composantes utilisées pour le modèle du C250 et PT6A, mises à l’échelle selon la valeur au point nominal sélectionné.....	44
Tableau 6 – Performances nominales et références pour la mise à l’échelle des cartes de performance des deux moteurs à un TIT de 1550 K sélectionnés pour comparaison hors-nominale selon les architectures et méthode de contrôle proposé.....	48
Tableau 7 – Validation du modèle simplifié d’endurance pour l’avion PC12-NG et l’hélicoptère Bell 429	57

CHAPITRE 1 INTRODUCTION

L'électrification des transports prend aujourd'hui une ampleur grandissante à travers le monde. Les différents secteurs du transport sont régis de façons différentes et la dynamique économique est propre à chaque marché. On retrouve toutefois un intérêt commun des industries automobiles, de transport de personnes et de marchandise ainsi que de transport aérien à réduire leur impact environnemental, tout en réduisant leurs coûts et leur dépendance aux carburants fossiles. Il faut noter que ce dernier peut représenter jusqu'à 50% des coûts d'opération de certains véhicules.

Malgré le progrès technologique et commercial des batteries au cours de la dernière décennie dans le secteur automobile, ces dernières demeurent relativement coûteuses et faibles en densité énergétique comparée aux carburants liquides typiquement utilisés. Comme montré à la figure 1.1, la densité énergétique des batteries est de 1 à 2 ordres de grandeur moindres que celle des carburants hydrocarbures [1]. Dans un véhicule routier comme la Tesla Model S pesant un total de 2300 kg, la batterie de 100 kWh pèse 600 kg, soit environ 25% du poids du véhicule. Cette dernière permet une autonomie de 500 km, sans que l'ajout de masse affecte significativement la consommation énergétique par unité de distance. Une voiture typique à essence aurait cette autonomie avec environ 50 kg d'essence à bord, soit seulement 3% de la masse du véhicule. Dans le cas des appareils aéronautiques, deux facteurs rendent une électrification complète très limitative avec les technologies de batteries actuelles. Premièrement, le rapport entre la masse de carburant et la masse des appareils est significativement supérieur, soit typiquement entre 10 et 25% selon la durée du vol. Deuxièmement, la masse impacte fortement la consommation énergétique par unité de distance, rendant tout ajout de batteries coûteux en énergie, et donc nuisible à la performance de l'appareil.

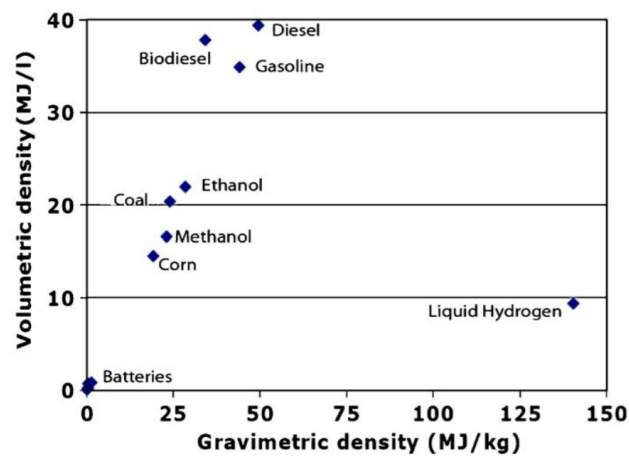


Figure 1.1 – Densité énergétique des carburants liquides étant 1 à 2 ordres de grandeur au-delà des batteries actuelles [1]

Néanmoins, les recherches sur l'électrification d'appareils aéronautiques indiquent des avantages marqués pour une propulsion électrique. Une consommation énergétique 2 à 8 fois moindre est anticipée pour des véhicules électriques, principalement due à l'avènement de la propulsion distribuée [2]. Dans la même étude, on retrouve que pour les petits avions tels un Cirrus SR-22, une source de puissance auxiliaire de 30 kW pourrait pallier la déficience de densité énergétique des batteries actuelles en étant avantageuse sur 95% des vols de cet appareil. D'un point de vue industriel, le géant Airbus a d'abord considéré le vol purement électrique en développant un avion-prototype nommé le E-Fan, mais met maintenant de l'avant l'approche hybride turboélectrique (E-Fan X) permettant les avantages électriques, combiné avec une distance de vol intéressante [3].

Considérant une approche hybride, le moteur thermique peut y être considéré comme un prolongateur d'autonomie, et son efficacité y sera primordiale, car elle affectera la quantité de carburant utilisé ainsi que la quantité de CO₂ produit. Historiquement, les développements technologiques de turbines à gaz sont réalisés pour les grandes puissances, et ces technologies sont ensuite appliquées aux moteurs de plus petite taille. Toutefois, des difficultés apparaissent pour des turbines de petite taille, et considérant les marchés traditionnels de petites turbines à gaz tels les turbopropulseurs et turbomoteurs étant beaucoup moins importants que ceux des grandes turbosoufflantes, les investissements de développement consacrés y sont moins importants. Avec l'émergence du *air taxi*, un nouveau marché dans l'aéronautique étroitement lié à l'avènement de la propulsion électrique, un intérêt marqué pour les plus petits appareils est envisagé, et donc pour des turbines de petite taille.

Selon des études comparatives sur le type de motorisation, en organisant les moteurs thermiques entre 30 à 60 kW selon leur efficacité, on retrouve d'abord les pistons à cycle surdétendu ayant 37% d'efficacité thermique (similaire au Diésel de cette taille), suivi par les moteurs à essence conventionnels optimisés à ~30%, et finalement les moteurs rotatifs et microturbines, tous deux à ~25% [4]. Pour des puissances plus importantes, aux alentours de 200-500 kW, on retrouve d'abord les meilleurs moteurs Diésel à ~45%, suivi par les moteurs SI pouvant atteindre ~39%, et ensuite les microturbines récupérées à ~38% (Capstone C200) [5], puis finalement les petites turbines à gaz à cycle simple ~25% (turbomoteur de P&WC) [6]. À noter toutefois que les densités énergétiques de ces différents moteurs varient considérablement, ce qui impacte également le choix de technologies dans le cadre de motorisation aéronautique.

Mis à part leur efficacité d'au moins 20% inférieure au meilleur moteur à piston, les petites turbines sont d'intéressantes machines à intégrer dans un système hybride dû à leur taille réduite et leur fiabilité élevée. En effet, à l'opposé des moteurs à combustion interne à mouvement réciproque qui utilisent des pistons et des joints par segment avec contact, l'opération des turbines se fait avec un mouvement de rotation continu sans contact ni frottement aux joints d'étanchéité. La fiabilité des turbines est donc grandement supérieure aux moteurs à piston en évitant les pièces en contacts et en réduisant le nombre de pièces mobiles. De plus, le

mouvement réciproque génère une vibration notable, qui est pour sa part négligeable dans le cas des turbines. Finalement, les microturbines ne nécessitent pas de système de refroidissement liquide, réduisant les systèmes auxiliaires nécessaires et ainsi la masse du système. Il en est donc clair que pour ouvrir les possibilités commerciales des microturbines dans les applications hybrides, leur rendement thermique doit être amélioré.

L'efficacité d'une turbine à gaz est régie par son cycle thermodynamique, et une analyse détaillée par McDonald [7] du cycle de Brayton récupéré utilisé par les microturbines a démontré que la température d'entrée de la première roue de turbine (*Turbine Inlet Temperature TIT*) en était le facteur limitatif. Une augmentation du *TIT* de 300°C par rapport aux microturbines existantes serait suffisante pour obtenir au-delà de 40% d'efficacité, ce qui est possible en remplaçant les turbines métalliques par des turbines en céramiques. Toutefois, la fragilité des céramiques a empêché jusqu'ici l'introduction de turbine en céramique dans des architectures conventionnelle.

Afin d'incorporer de la céramique de façon fiable, le groupe de recherche Createk à l'Université de Sherbrooke a proposé une configuration novatrice de roue de turbine. Celle-ci consiste à utiliser des pales en céramique maintenue en compression (*Inside-Out Ceramic Turbine, ICT*) pour permettre une opération à haute température, tout en évitant les propagations de fissures dans le matériel fragile qui est la céramique. La figure 1.2 présente la configuration de la ICT selon [8] montrant les composantes critiques ainsi qu'un schéma illustrant les chargements de compression observée sur les pales sous l'effet centrifuge.

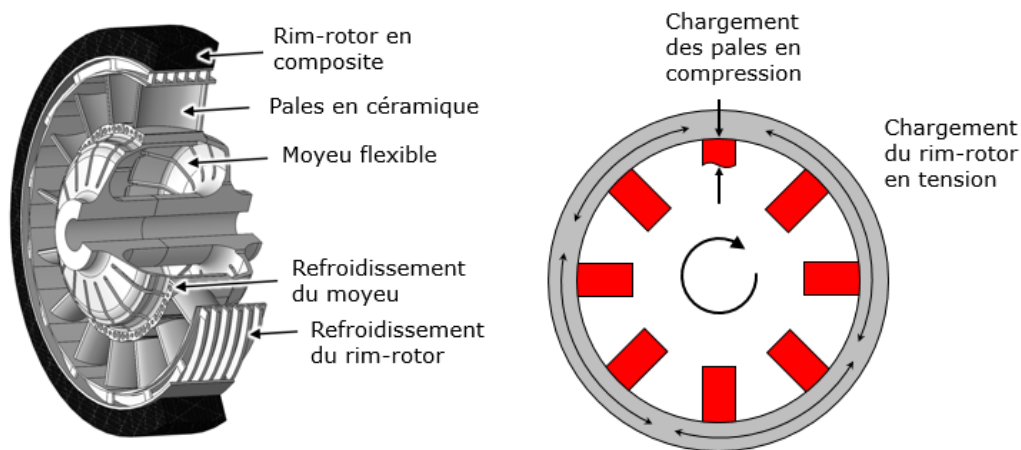


Figure 1.2 – Configuration de la Inside-Out Ceramic Turbine (ICT)

Cette configuration a été étudiée par le groupe de recherche, permettant théoriquement d'obtenir un rendement de 45%, étant supérieur aux types de motorisations [9]. Cependant, ce point de conception optimal n'incorpore pas de contrainte de masse, ce qui ne représente pas adéquatement les besoins des applications aéronautiques. Cette nouvelle technologie de turbine sera alors étudiée dans le contexte de l'aéronautique afin de prédire les performances atteignables et sélectionner une configuration de turbine optimale pour cette application.

CHAPITRE 2 ÉTAT DE L'ART

Pour évaluer le potentiel précis de la configuration ICT, il faut réussir à prédire la masse d'une telle turbine dans un cycle récupérée ainsi que son efficacité thermique sur toute sa plage d'opération. Cette revue de littérature permet de comparer la performance de turbines commerciales de petite taille (10-1000 kW), d'établir l'état de l'art des turbines récupérées spécifiquement dans l'aéronautique et d'évaluer les prédictions de performances pour divers scénarios d'augmentation de température d'entrée de petites turbines.

2.1 Performance des turbines à gaz de petite taille (10-1000 kW)

La performance d'une turbine à gaz est déterminée par plusieurs aspects : l'efficacité, la puissance spécifique, les émissions polluantes, la durabilité et fiabilité, les vibrations et niveaux sonores, les coûts capitaux et les coûts de maintenance. Dans le cadre du projet, les deux premiers aspects seront regardés afin de comparer la *ICT* avec les autres types de moteur thermique. Les aspects subséquents dépendent plus spécifiquement de la géométrie, des matériaux et des méthodes de fabrications et nécessiteront une évaluation détaillée en dehors du travail proposé.

2.1.1 Performance nominale des turbines commerciales (*On-design*)

Tout d'abord, les turbines de petite taille disponibles sur le marché peuvent être catégorisées selon 2 types : à cycle simple et à cycle récupéré. Le cycle simple est typiquement utilisé pour les appareils volants grâce à sa grande densité de puissance, alors que le cycle récupéré se retrouve plutôt dans les microturbines de génération d'électricité stationnaire pour leur meilleur rendement. Pour le cycle simple en aviation générale, le PT6 et le PW200 de Pratt & Whitney Canada sont deux exemples typiques représentant les performances attendues dans cette catégorie pour des puissances entre 500 et 1000 kW. À l'autre extrême, on retrouve les versions de *hobby* à environ 15kW tel le JetCat SPT-15RX. Pour le cycle récupéré, la référence de l'industrie est la famille de microturbines de Capstone, développées pour la génération d'énergie électrique au sol, soit la C30, C65 et C200, à 30, 65 et 200 kW respectivement, ayant les meilleures efficacités du marché selon leurs spécifications. Des produits plus récents dédiés pour les véhicules hybrides ont été annoncés par Delta Motorsport, nommé MiTRE, déclinée en 2 versions, soit 17 et 35 kW, et par Wrightspeed, nommé Fulcrum, à 70 kW, mais n'ont pas été évalués de façon indépendante jusqu'ici. Les performances nominales à pleine puissance et à conditions atmosphériques standards (au sol) ainsi que leurs puissances spécifiques sont recensées au tableau 1.

Tableau 1 – Comparaison des performances des microturbines disponible sur le marché

Compagnie	Modèle	Configuration ¹	Puissance nominale	Efficacité Thermique Nominale	Efficacité Électrique Nominale	Densité de puissance ²	Source
			kW	%	%	kW/kg	
<i>Turboshafts (cycle simple, tous à turbine de puissance libre)</i>							
PWC	PT6A-67P	3A1R/3A/2S	895	23	-	3.52	[6], [10]
	PW207D1	1R/2A/2S	450	26 ³	-	3.95	[11]
JetCat	SPT-15RX	1R/2A/2S	15	4.6	-	3.41	[12]
<i>Microturbines (cycle récupéré)</i>							
Capstone	C30	1R/1R/1S	30	29 ⁴	26	0.32	[4], [13]
	C65	1R/1R/1S	65	32 ⁴	29	0.48	[14], [15]
	C200	1R/1R/1S	200	38 ⁴	33.5	nd.	[16]
Delta	MITRE	1R/1R/1S	17	nd.	nd.	nd.	
Motorsport	MITRE	1R/1R/1S	35	30-35 ⁵	nd.	nd.	[17]
Wrightspeed	Fulcrum	2R/2A/1S	70	35 ⁶	nd.	0.75	[15]

¹ Compresseur/Turbine/Nombre d'arbre – A : Axial, R : Turbine Radial, S : *Spool*

² Masse incluant la transmission, moteur électrique et les accessoires

³ Calculé à partir des données disponibles (ratio de pression et température de combustion)

⁴ Calculé selon une efficacité de conversion électrique de 90%

⁵ Valeur provenant d'un site de nouvelle technologie, le fabricant n'a pas annoncé les efficacités de ses moteurs

⁶ Valeurs estimées selon un cycle récupéré *intercooled* pour turbine métallique non refroidie

2.1.2 Performance hors nominal (*Off-design*)

Les performances à charge partielle sont typiquement moins intéressantes pour les turbines à gaz que pour les moteurs à pistons. D'une part, en réduisant la charge, la turbine doit réduire le débit massique d'air admis ce qui entraîne une réduction du rapport de pression affectant le rendement du cycle thermodynamique, et d'autre part, la proportion de fuites devient relativement plus importante. Les turbopropulseurs et turbomoteurs en cycle simple doivent typiquement opérer avec leur 2^e arbre à vitesse constante, car il entraîne une hélice conçue pour opérer à une vitesse angulaire relativement fixe. Ce type d'opération entraîne une réduction de l'efficacité à charge partielle, comme le montre la figure 2.1, qui a été générée à partir des données de consommation de carburant du moteur du Pilatus PC-12 en vol à différentes altitudes [6]. On y voit également le gain en efficacité selon la température plus froide en altitude, ainsi que la réduction de puissance maximale due à la faible densité de l'atmosphère à ces altitudes.

Les microturbines à cycle récupéré entraînant un moteur électrique permettent pour leur part une opération à vitesse variable, permettant de sélectionner la vitesse optimale selon la puissance requise. La figure 2.2 présente les efficacités relatives à charge partielle des microturbines récupérées commerciales pour des conditions standards [18]. On y remarque que les cinq (5) microturbines ont des performances à charge partielle comparable, même si leur efficacité nominale et leur taille sont différentes (30 à 200 kW). Les données d'efficacité

relatives au niveau du sol du turbopropulseur utilisé sur le PC-12 ont été superposées pour démontrer l'avantage considérable des microturbinés récupérées à charge partielle.

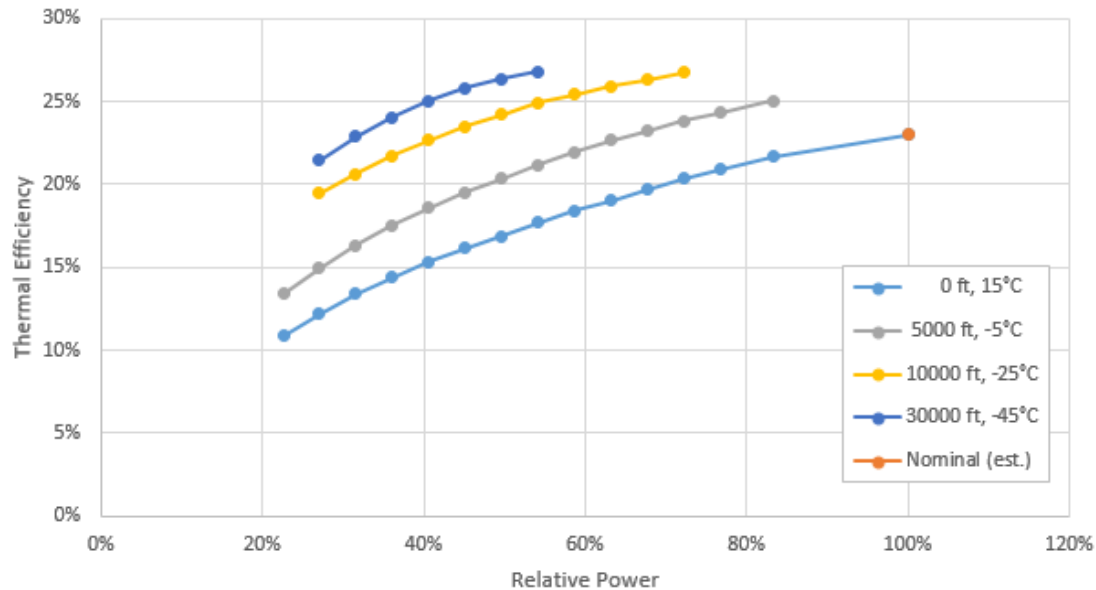


Figure 2.1 – Efficacité relative à charge partielle pour le PT6A-67P tirée du Pilatus PC-12 Pilot Handbook [6]

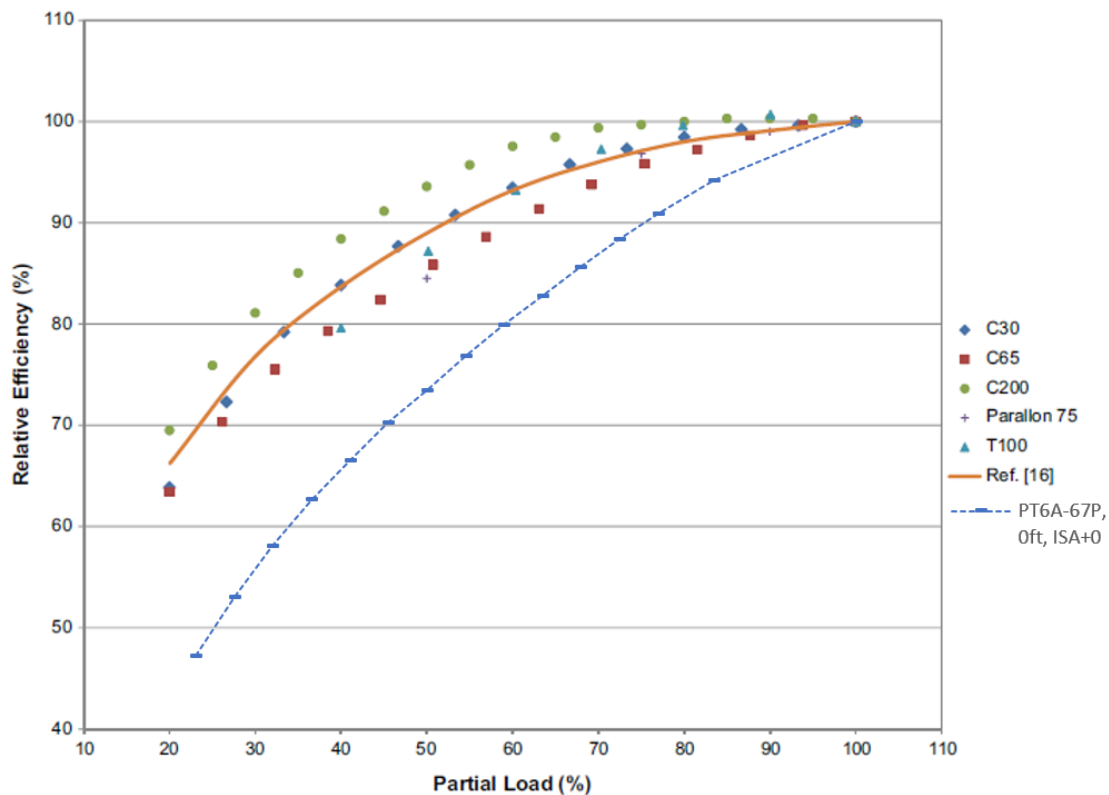


Figure 2.2 – Efficacité relative à charge partielle pour les microturbinés métalliques, Meybodi et Behnia [18], avec courbe superposée d'un turboshaft au niveau du sol (figure 2.1)

Une étude de l'opération à charge partielle des turbines récupérées relevées par Kim & Hwang [19] démontre également un avantage pour les systèmes récupérés où la vitesse de sortie est contrôlée. Les auteurs utilisent les cartes de compresseur et de turbine ainsi qu'un modèle empirique du rendement du récupérateur à débit partiel pour obtenir l'efficacité du cycle selon les différentes méthodes de contrôle. Un résumé est présenté à la figure 2.3, d'où ils concluent que l'opération à vitesse variable (*VS*) d'un seul arbre (ligne #1) permet de conserver l'efficacité nominale pratiquement sur toute la plage d'opération pour une turbine récupérée à rapport de pression relativement élevé (ratio de 9). Les auteurs incluent également une comparaison avec les options avancées telles les géométries variables du stator (aire de passage variable *VAN*, et angle de pales variable *VIGV*), et montrent un intérêt considérable pour ces technologies.

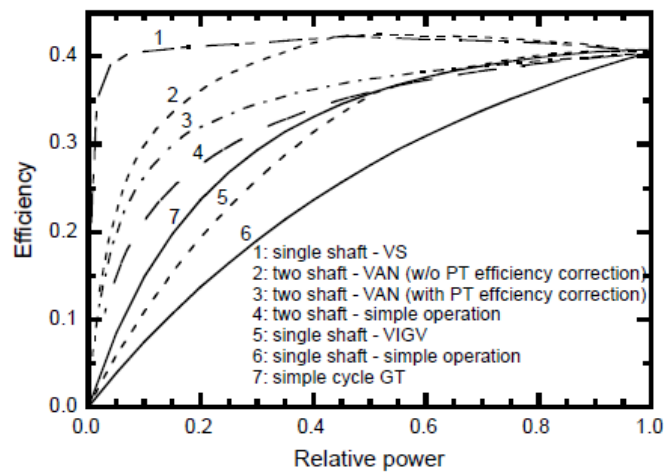


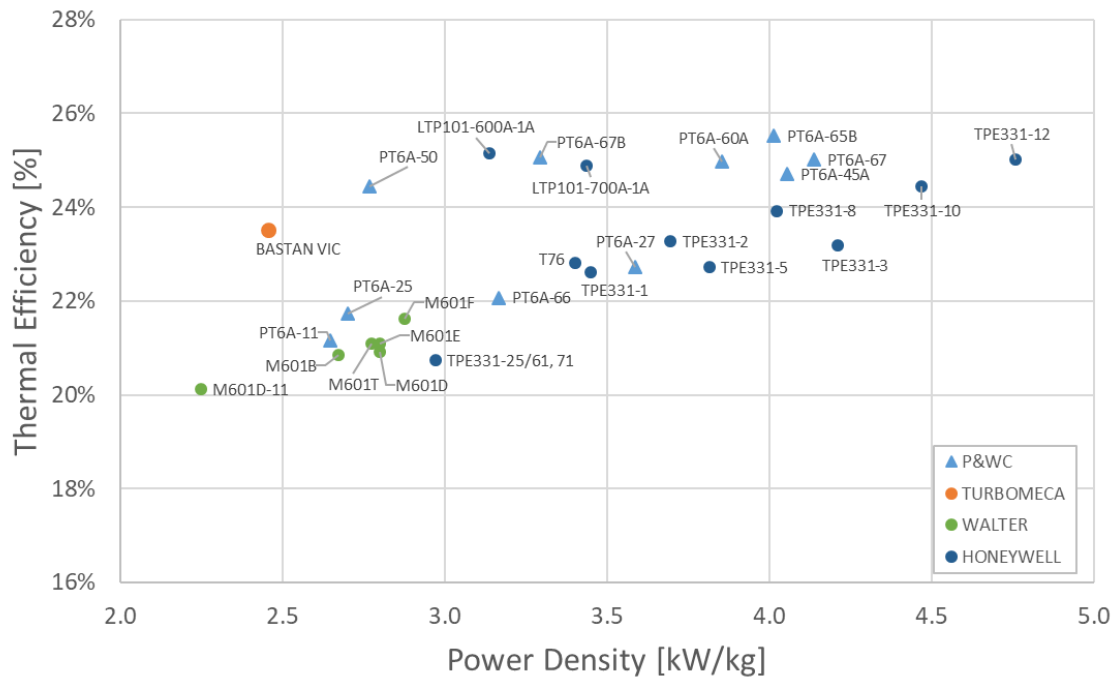
Figure 2.3 – Comparaison des différentes configuration et méthode d'opération à charge partielle pour moteur récupéré à rapport de pression de 9 et TIT de 1400 K [19]

2.1.3 Masse et densité de puissance des moteurs aéronautiques

La masse des turbines à gaz utilisées dans l'aéronautique a été le facteur clé de leur adoption. Des modèles de masses de turbines ont été développés pour la NASA afin de permettre l'évaluation de conception préliminaire de divers véhicules aéronautiques. Un code informatique de l'analyse du poids des moteurs à turbine (WATE), développé à l'origine par Boeing Aircraft, est utilisé pour estimer le poids de divers modèles de moteurs. Le code avait été initialement développé pour la NASA en 1979 [20], et amélioré par une série d'efforts récents, maintenant connu sous WATE++ [21] [22]. La prédiction d'erreur du modèle est estimée à moins de 5%, mais son utilisation n'est toutefois documentée que pour des turbines de grandes puissances (>10 MW).

Pour des turbines de taille réduite, les données de turbines existantes sont facilement trouvables et peuvent être utilisées comme référence. Un recensement détaillé des données publiques sur toutes les turbines commerciales a été fait dans le recueil de *Jane's Aero Engines* [23]. Une compilation des efficacités thermiques ainsi que des densités de puissance pour les moteurs sous

les 1000 kW (1350 hp), séparés selon le type, soit turbopropulseur (avion à hélice) et turbomoteur (hélicoptère), est présentée respectivement aux figures 2.4 et 2.5.



2.1.4 Émissions polluantes

Finalement, sur le plan des émissions polluantes, les turbines utilisées dans l'aviation et les microturbines pour la génération d'électricité répondent à des normes considérablement différentes. Les mêmes polluants sont toutefois régulés, soit les oxydes de carbone (CO, CO₂), les oxydes d'azote (NO_x), les hydrocarbures non brûlés (*Total HydroCarbon* THC ou *Unburned HydroCarbons* UHCs), et les particules (PM, PN, *smoke*). Le CO₂ dépend principalement du rendement thermique de la machine et du carburant utilisé, mais n'est pas encore régulé pour la majorité des marchés. Pour le NO_x, le CO et le THC, deux exemples documentés par des tierces parties sont le PT6 et la C200 tels que présentés au tableau 2. À noter que le PT6 est un moteur conçu en 1960, bien que maintes fois amélioré, mais tout de même datant de quelques décennies, tandis que la C200 fut conçue vers la fin des années 2000. Également important de noter que la C200 opère au gaz naturel et non au kérosène, modifiant aussi le comportement de la combustion.

Tableau 2 – Émissions polluantes du PWC PT6 et de la Capstone C200

<i>Compagnie</i>	<i>Modèle</i>	<i>NO_x</i> <i>g/kWh</i>	<i>CO</i> <i>g/kWh</i>	<i>THC</i> <i>g/kWh</i>	<i>Source</i>
<i>Turbomoteurs (cycle simple)</i>					
<i>PWC</i>	<i>PT6</i>	<i>1.53</i>	<i>7.08</i>	<i>0.35</i>	[24]
<i>Microturbines (cycle récupéré)</i>					
<i>Capstone</i>	<i>C200</i>	<i>0.05</i>	<i><0.002</i>	<i>~0</i>	[25]

2.2 Turbines récupérées dans l'aéronautique

L'ensemble des travaux effectués sur des turbines à gaz récupérées pour moteurs aéronautiques a été résumé par McDonald et al. en 2008 dans une revue en trois parties [26]–[28], résumé ici en un paragraphe. Pour les turbines à gaz de moins de 2,2 MW (3000 hp), ils prévoient que les turbines récupérées avancées dans les applications aérospatiales pourraient améliorer considérablement le rendement énergétique. Une réduction de la consommation de carburant spécifique (SFC) de plus de 30% est attendue pour les turbomoteurs récupérés avancés, par rapport à une réduction attendue de 10% pour les turbomoteurs à cycle simple avancés. Les turbines récupérées apportent également d'autres avantages, tels que l'atténuation du bruit et de la signature thermique, particulièrement d'intérêt pour les applications militaires. Toutefois leur introduction soulève également de nouveaux défis. Outre le poids supplémentaire de l'échangeur de chaleur, les premières générations de moteurs à récupération ont montré que les transitoires thermiques introduisent des contraintes pouvant entraîner une distorsion et une fissuration de l'échangeur de chaleur. De plus des niveaux élevés de suie dans la chambre de combustion ont entraîné un encrassement et une perte de performance du moteur. Toujours dans cette revue, McDonald et al. [28] ont estimé que les technologies les plus récentes permettraient d'éviter ces deux problèmes, mais que des démonstrations restent nécessaires. Selon les mêmes auteurs, un

turbomoteur récupéré de la classe des 750 kW (1 000 hp) aurait besoin d'une température d'entrée de la turbine (TIT) d'environ 1550 K (2300 F) pour atteindre un rendement thermique de 40% (0,34 lb/hp-hr) avec un récupérateur métallique, et un TIT d'environ 1800 K (2800 F) pour atteindre 43% (0,32 lb/hp-hr) à l'aide d'un récupérateur en céramique. La densité de puissance de ces systèmes n'est pas explicitement mentionnée, mais l'encombrement attendu de ce type d'appareil y est discuté, comme le décrivent les images de la figure 2.6 montrant deux versions récupérées du Allison Model 250. Celui de gauche aurait une masse 40% supérieur au poids du moteur d'origine pour une efficacité de l'échangeur de chaleur de seulement 60%. Cette version aurait été la seule turbine récupérée testée en vol comme unique système de propulsion d'un aéronef, permettant d'augmenter la distance de vol de l'hélicoptère de 25%.

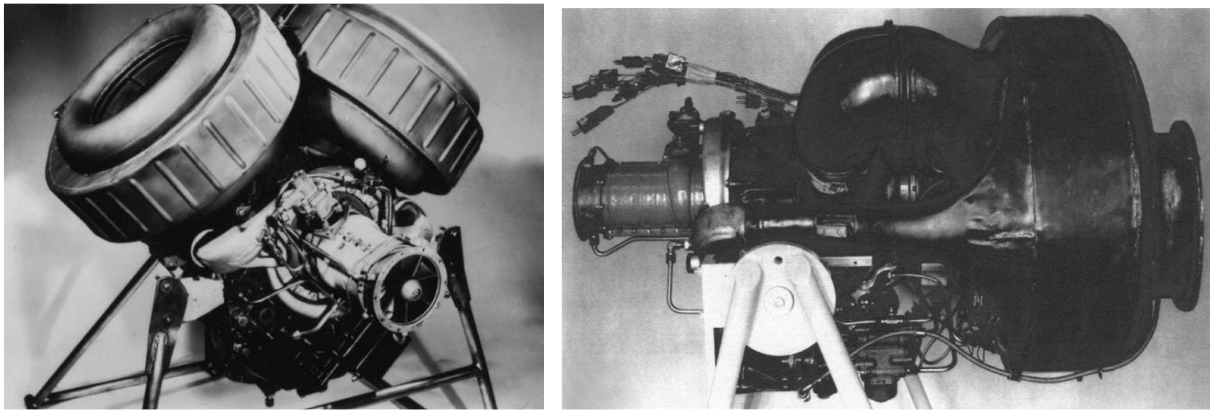


Figure 2.6 – Deux versions récupérées de la turbine Allison Model 250 (1967) [26]

2.3 Amélioration des performances par l'augmentation de la température d'entrée de turbine (TIT)

Malgré les avantages thermodynamiques des hauts rapports de pression pour un cycle simple, les turbines à gaz de petite taille emploient des rapports de pression relativement faible (<10) pour des raisons de coûts et de complexité apportée par l'ajout d'étages de compression et de détente additionnelle, l'intégration d'un système de purge au démarrage, mais aussi dû à l'augmentation relative des fuites à petites échelles [29]. Afin d'améliorer l'efficacité thermique des turbines à gaz de petite taille, le cycle récupéré est suggéré, et permettrait potentiellement d'atteindre des efficacités au-delà des 40% en augmentant la température de combustion (*Turbine Inlet Temperature TIT*), comme présenté à la figure 2.7 [7]. À noter que ces courbes sont générées pour une puissance de 100 kW, et une amélioration notable des efficacités des composantes est attendue en augmentant la puissance. On y observe aussi que l'augmentation de la température de combustion augmente significativement la puissance par unité de débit massique d'air avalé (kW/ kg/s), ce qui a un effet direct sur la puissance spécifique (kW/kg) de la machine.

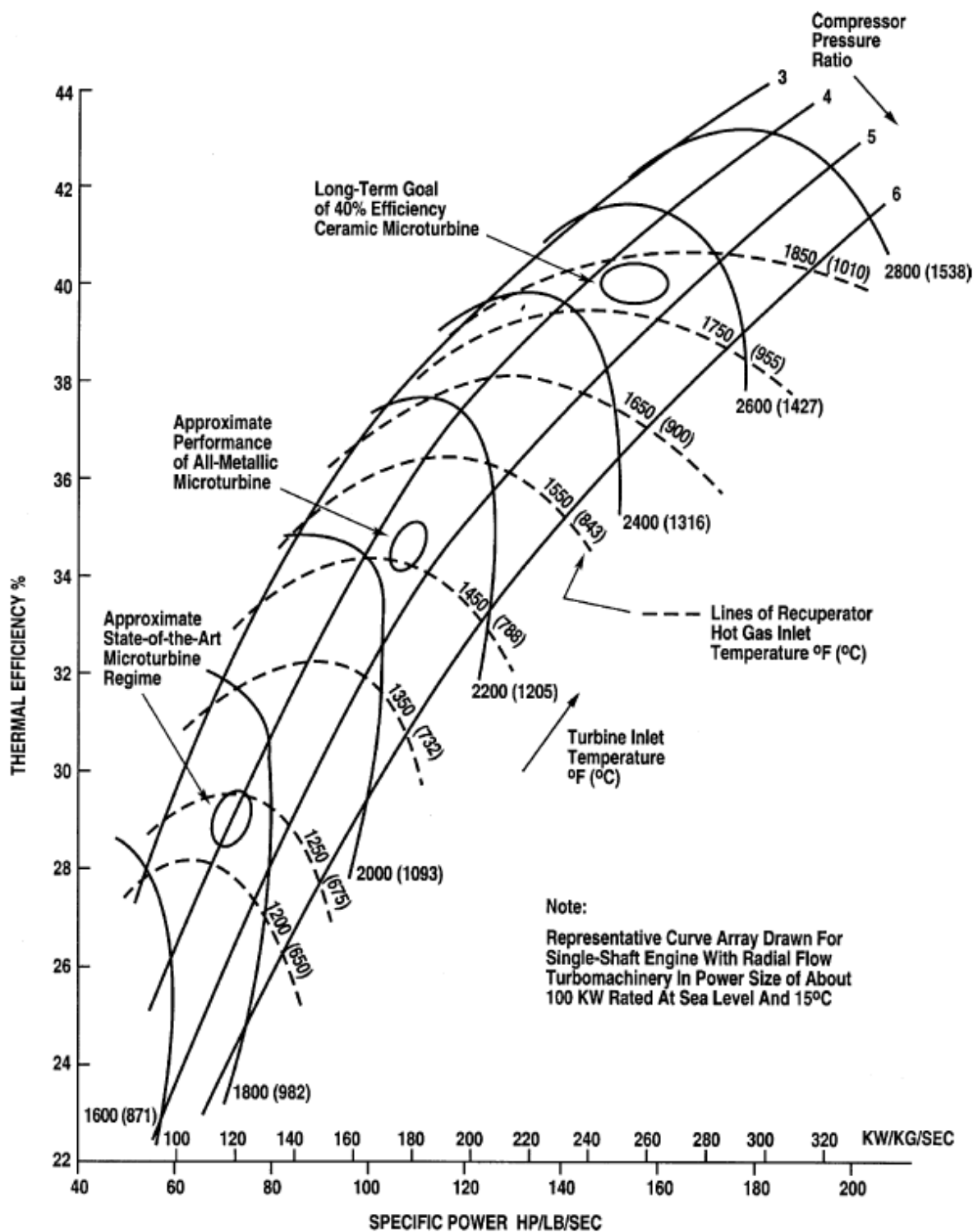


Figure 2.7 – Prédiction des performances atteignables d'une microturbine de **100 kW** selon la température de combustion, le rapport de pression et la température d'entrée du récupérateur - McDonald [7]

On ne retrouve aujourd'hui aucune microturbine commerciale atteignant une efficacité au-delà de 38%. Comme prédit par McDonald [7] ainsi que Van Roode [30] et plusieurs chercheurs avant eux, une turbine en céramique fiable est nécessaire pour opérer en continu à des températures aussi élevées, soit aux dessus de 1200°C, sans refroidissement direct des pales de turbines. Plusieurs programmes de développement ont tenté de produire des turbines en céramique monolithique opérant à ces températures, résumé dans la littérature par Van Roode en 2001 et en 2010 [5], [31], indiquant un enjeu principal pour les composantes rotatives. Ces dernières doivent utiliser un matériel avec une plus grande résistance à l'impact, propriété pour laquelle les céramiques monolithiques sont de loin inférieures aux métaux. En effet les céramiques monolithiques ont un indice de résistance aux fractures (K_{IC}) de 5 à 9 MPa·m^{1/2}, comparativement aux alliages métalliques pour turbine à gaz ayant un K_{IC} de 35 à 65 MPa·m^{1/2}. Introduit dans les années 1990, les composites à matrice céramiques (CMC) comme le SiC/SiC atteignent aujourd'hui des K_{IC} d'environ 20 MPa·m^{1/2}. Ces nouveaux matériaux sont principalement utilisés pour les pièces statiques, car leur limite en tension est inférieure à celle nécessaire pour des pièces rotatives (~180 MPa vs 200-300 MPa nécessaires au minimum).

Une turbine en céramique monolithique a été réalisée suivant plus de 10 années de développement du programme japonais *Ceramic Gas Turbine* (CGT). La microturbine CGT302 a atteint une efficacité de 42.1% à 322 kW avec un TIT de 1396°C [32]. À noter que la CGT302 opérait avec un rapport de pression de 8, avec 1 compresseur centrifuge et 2 turbines de détente axiales, ce qui est au-delà du rapport de pression optimale identifié par McDonald à la figure 2.7. De plus, le récupérateur était métallique avec un rendement thermique d'environ 82%, comparé à ~90% dans les produits de Capstone. Ces choix de conception ne sont pas expliqués dans les articles du programme, mais il est assumé qu'ils soient nécessaires afin de limiter la température d'entrée de la chambre de combustion et d'ainsi conserver une combustion de type *lean premix* produisant de faible quantité de NO_x. Les tests de chambre à combustion à 1350°C ont enregistré 8.9 ppm NO_x à 16% O₂, qui se traduit par environ 0.1 g/kWh (dépendant du débit massique exacte). Malgré les performances intéressantes de la CGT302, des problèmes de fiabilité sont survenus dans les 3 essais de durabilité effectués à un TIT de 1200°C, et ce avant d'atteindre 800 heures d'opération. Il est assumé que le rotor en céramique soit à l'origine du bris catastrophique, mais la source exacte du problème n'ayant pu être déterminée. Les sources possibles listées sont : détérioration de la céramique; résonance des pales; dommage dû à l'impact avec fragment; erreur au réassemblage après inspection.

2.4 La turbine céramique en compression (ICT)

Afin de palier à la fragilité des céramiques en tension, une configuration portant les pales en compression a été suggérée dans la littérature par différents groupes, surnommer *Compression Structure Ceramic Turbine* (CSCT) et *Inside-Out Ceramic Turbine* (ICT) [traduit librement pour Turbine Céramique en Compression (TCC)]. Un résumé détaillé des différents concepts

introduits dans la littérature pour cette configuration a été dressé par Kochrad en 2017 [32]. Il est observé qu'aucune configuration de rotor inversé n'avait été démontrée expérimentalement avant l'introduction de la configuration proposée par le laboratoire de recherche Createk présenté dans l'introduction à la figure 1.2.

Des tests de dynamique de rotor ainsi que des tests avec combustion ont démontré que le concept est structurellement viable, bien que seulement testé jusqu'ici à des températures de combustion de 1100 K [8], [33]. En intégrant à un modèle de turbine récupéré les pertes spécifiques relatives à la configuration inversée, soit les pertes aérodynamiques du rim-rotor, le pompage dû au refroidissement et les fuites associées, Kochrad obtient un rendement estimé de 45.4% selon un TIT de 1600 K et à une puissance de 240 kW [34]. Un modèle de masse a été développé pour estimer la densité de puissance de cette machine à 1.2 kW/kg, environ 2 fois supérieur à une turbine métallique, incluant turbomachinerie et récupérateur, mais en excluant transmission ou génératrice. Étant simplement basé sur la masse de l'échangeur de chaleur ajoutée à la masse d'un *turbocharger*, ce modèle demeure préliminaire et relativement conservateur. Un modèle également préliminaire d'ajustement des efficacités de composante (compresseur, turbine) propose que les rendements thermiques à 100 kW, 50 kW et 20 kW soient respectivement de 40%, 37% et 30% en utilisant les mêmes contraintes que le moteur de 240 kW (TIT de 1600 K) [32].

2.5 Lacune et opportunité

La température d'entrée limitée des petites turbines demeure la contrainte principale pour l'amélioration des performances, spécialement pour le cycle récupéré. Selon la littérature reportée, l'utilisation de cycles récupérés à des TIT de 1550 K en aéronautique permettrait de réduire la consommation de carburant, et d'augmenter les distances de vols. De plus, les performances à charge partielle avec contrôle de vitesse seraient avantageuses pour le cycle récupéré. Toutefois, la masse et le volume ajouté du récupérateur restent un enjeu pour l'intégration sur des véhicules existants. Afin d'évaluer le potentiel de la technologie de la ICT dans le contexte de l'aéronautique et d'éventuellement évaluer ses performances dans différents aéronefs, la masse de la turbine ainsi que les performances à charge partielle doivent être connues, incluant les performances en altitude.

CHAPITRE 3 PROBLÉMATIQUE

Un cycle récupéré à haute température d'entrée de turbine est la seule alternative permettant d'augmenter d'un facteur deux l'efficacité des turbines sous les 1000 kW utilisées dans l'aéronautique. Afin d'y parvenir, une nouvelle technologie de turbine est proposée, soit la turbine céramique en compression (ICT), couplée à un récupérateur optimisé pour la masse. L'efficacité et la densité de puissance de cette configuration préliminaire ne sont pas connues, et plus particulièrement l'impact du dimensionnement du récupérateur sur ces indices de performance.

La question de recherche adressée par les travaux présentés est donc :

« Quel est l'impact d'une turbine récupéré incorporant la ICT sur les distances de vols et la consommation de carburant sur des avions avec une motorisation sous les 1000 kW »

L'hypothèse du projet de recherche est qu'en augmentant le TIT avec la ICT et en optimisant le récupérateur, cette configuration permettrait d'augmenter significativement les distances de vols des avions ou hélicoptères par rapport aux moteurs à cycle simple, tout en réduisant leur coût en carburant et leurs émissions de CO₂. Les travaux présentés dans ce mémoire cherchent à valider cette hypothèse par une modélisation et optimisation numérique du système.

3.1 Objectifs

Cette question mène à la formulation des objectifs suivants :

- Déterminer les compromis entre l'efficacité et la densité de puissance atteignable pour un cycle récupéré selon les principales variables de conception;
- Évaluer les performances à charge partielle des configurations optimales déterminées;
- Estimer l'impact de l'efficacité et de la masse sur les performances d'un avion et d'un hélicoptère selon une opération typique simplifiée.

Il est attendu que les performances de la turbine proposée soient bien adaptées pour la génération de puissance pour l'aviation hybride. Toutefois, le faible niveau de maturité des véhicules électriques hybrides ne permet pas de généraliser les requis de puissance et de performance. Il est présumé que les gains seront comparables ou meilleurs aux résultats obtenus par l'évaluation des avions existants.

3.2 Méthodologie

Une approche de modélisation numérique est sélectionnée. Les sous-modèles proposés se basent individuellement sur des méthodes établies. La recherche d'optimum fait appel à des méthodes

et outils de métamodèles et d'optimisation mature. La combinaison de ces différentes méthodes et outils permet d'obtenir de nouveaux résultats répondant aux objectifs et donc à la problématique établie.

Afin d'atteindre le premier objectif, un modèle d'opération nominal de la turbine incorporant trois (3) sections est d'abord développé. Ces sections sont : (1) un modèle thermodynamique d'un cycle récupéré incorporant les pertes associées à la ICT, (2) un modèle prédisant performance et masse du noyau du récupérateur de chaleur et (3) un modèle de prédiction de masse de la turbine complète. Une sélection des variables d'importances est ensuite réalisée et une exploration de l'espace de conception est effectuée. Les résultats sont utilisés pour construire des métamodèles afin de permettre une optimisation numérique du système nécessitant peu de puissance de calcul. Cette optimisation permet d'obtenir le front de Pareto entre l'efficacité et la densité de puissance maximale de la turbine. Les résultats obtenus pour les performances nominales sont présentés au chapitre 4.

Par la suite, une évaluation des performances dans des conditions hors nominal est réalisée, où plusieurs méthodes existent. L'approche utilisant une carte de performance pour chaque composante rotative est sélectionnée, malgré une résolution numérique plus coûteuse, puisqu'elle permet d'obtenir les estimations les plus précises lorsque des cartes représentatives sont disponibles [29], [35]. La méthode de résolution s'apparente au modèle d'opération nominal avec l'ajout de sous-modèles considérant les effets hors nominaux. Les performances hors nominal de turbines provenant des fronts de Pareto du chapitre 4 sont ainsi discutées au chapitre 5.

Finalement, une évaluation sur des missions d'appareils existants est réalisée en utilisant les relations déterminées au chapitre 4 et 5 chapitre 1. Une méthode permettant de simplement relier les paramètres de performances de la turbine à l'endurance d'un aéronef est adaptée de Vick [36]. Les caractéristiques d'un Pilatus PC-12 NG ainsi qu'un Bell 429 sont utilisées comme aéronef de référence. Les résultats de l'étude permettent alors de prédire le gain en endurance, en capacité de charge et en réduction de carburant de ces appareils avec le remplacement des turbines actuels avec une turbine ICT récupérée.

CHAPITRE 4 MASSE VERSUS EFFICACITÉ

4.1 Article de revue

Titre: Power-density vs efficiency trade-off for a recuperated Inside-out Ceramic Turbine (ICT)

Auteurs et affiliation :

Benoit Picard, étudiant à la maîtrise, Université de Sherbrooke

Alexandre Landry-Blais, professionnel de recherche, Université de Sherbrooke

Mathieu Picard, professeur adjoint, Université de Sherbrooke

David Rancourt, professeur adjoint, Université de Sherbrooke

Date de soumission : 2 novembre 2018 (accepté pour publication le 2 mars 2019)

Publication : ASME Turbo Expo

Titre français : Compromis entre la densité de puissance et l'efficacité d'une turbine de céramique en compression dans un cycle récupéré

Contribution au document :

Se basant sur des modèles physiques, cet article présente le front de Pareto entre la densité de puissance et l'efficacité nominale de turbines à gaz de petite taille au point de design. Une comparaison du cycle récupéré du cycle simple à différentes températures d'entrée de turbine permet de comprendre l'effet de paramètre de conception tels le rapport de pression ou encore la géométrie du récupérateur sur les performances du moteur complet. Les résultats sont ensuite utilisés au chapitre suivant pour l'évaluation hors nominal, ainsi que pour l'évaluation sur véhicules.

Résumé français :

La turbine céramique en compression (ICT) propose une nouvelle voie pour augmenter la température d'entrée de la turbine (TIT) des petites turbines, où les systèmes de refroidissement classique des pales sont coûteux et difficilement réalisables. Cette nouvelle architecture augmente le TIT atteignable en utilisant des pales en céramique chargées en compression sous des charges centrifuges supportées par un anneau de composite refroidi à l'air. Les travaux présentés couvrent une évaluation au niveau système du compromis entre la densité de puissance et l'efficacité pour les turbines sous le mégawatt utilisant la configuration ICT. La simulation numérique comprend 3 sous-modèles pour fournir des estimations de l'efficacité du cycle et de la masse pour différents cycles et conceptions de l'échangeur de chaleur (HX): (1) un modèle

thermodynamique; (2) un modèle 1D-FEM pour un récupérateur droit à contre-courant; et (3) un modèle de masse système du moteur récupéré configuré pour un turboprop ou un turbomoteur. Avec un TIT de 1550 K, la configuration TCC optimale offre une densité de puissance de 3 kW/kg et un rendement thermique de 40%, soit 4 fois plus léger que les turbines récupérées, à 1300 K pour le même niveau d'efficacité. Une augmentation supplémentaire du TIT jusqu'à 1800 K permettrait d'atteindre les densités de puissance des turbopropulseurs à la pointe de la technologie (jusqu'à 5 kW/kg) tout en atteignant un rendement thermique supérieur à 40%.

Note : L'article est présenté dans sa langue originale (anglais).

4.2 Abstract

Recuperated cycles can significantly increase the efficiency of small gas turbines that are today operating with low pressure ratios and uncooled or lightly cooled turbine blades. However, for mass-driven applications such as aeroengines, the efficiency benefit is typically outweighed by the increased weight associated with the heat exchanger (HX). Increase in specific power could overcome this penalty by reducing the mass flow through the system and therefore its weight and size. To do so, the Turbine Inlet Temperature (TIT) must be increased by ~ 250 K over state-of-the-art small gas turbines. The Inside-out Ceramic Turbine (ICT) propose a new path to increase TIT of small turbines, where blade cooling schemes are impractical and costly. This new architecture increases the achievable TIT by using ceramic blades loaded in compression under centrifugal loads supported by an air-cooled rotating composite rim. This paper provides a system-level evaluation of the power-density to efficiency trade-off for the sub-megawatt class turbines using the ICT configuration. The numerical simulation includes 3 submodels to provide cycle efficiency and mass estimates for various cycle and HX design: (1) a station-based thermodynamic model; (2) a 1D-FEM HX model for a straight counterflow recuperator; and (3) a system-level mass model of the recuperated engine configured for a turboprop or turboshaft. At a TIT of 1550 K, the optimal ICT configuration provides a power density of 3 kW/kg and 40% thermal efficiency, which is 4 times lighter than recuperated turbines at 1300 K for the same efficiency level. Further increase in TIT to 1800 K would reach current state-of-the-art turboprop power densities (up to 5 kW/kg) while still achieving over 40% thermal efficiency or – for applications where power density can be traded for efficiency – up to 50% thermal efficiency while maintaining low pressure ratios and associated simplicity.

4.3 Introduction

Improving the efficiency of thermal power plants will be of particular interest in the coming decades to reduce carbon dioxide emissions, the main contributor of greenhouse gases in the atmosphere. Many applications would benefit from improving small gas turbine efficiency, thus

reducing fuel consumption and CO₂ emissions; notably turboshaft helicopters and turboprop aircraft. To the extent that the small gas turbine efficiency can compete with reciprocating engines, markets such as UAVs, hybrid eVTOL, and even on-road hybrid-vehicle range extenders could benefit from the increased reliability and reduced maintenance of gas turbines over piston engines.

An extensive review of recuperated gas turbines for aeroengines was conducted by McDonald, Massardo, Rogers and Stone, and were summarized in 2008 in a 3-part review [26]–[28]. For gas turbines below 2.2 MW (3000 hp), they foresee that advanced recuperated gas turbines in aerospace applications could drastically improve fuel efficiency. Reduction in specific fuel consumption (SFC) of more than 30% is expected for advanced recuperated turboshaft engines over state-of-the-art technology, compared to a 10% expected reduction for advanced simple cycle turboshaft. Recuperated turbines also bring other advantages such as noise attenuation and reduced heat signature for military applications, although their introduction come with new challenges as well. In addition to the added weight of the heat exchanger (HX), early generations of recuperated engines showed thermal transients introducing stresses that can lead to HX distortion and cracking, and high levels of soot in the early combustor led to fouling and loss of engine performance. In their review, McDonald et al. [28] estimated that the latest technology would prevent both issues, but demonstration is still needed. According to the same authors, a recuperated turboshaft in the 750 kW class (1000 hp) would need a Turbine Inlet Temperature (TIT) of ~1550 K (2300 F) to reach a thermal efficiency of 40% (0.34 lbs/hp-hr) with a metallic recuperator, and a TIT of ~1800 K (2800 F) to reach 43% (0.32 lbs/hp-hr) using an advanced ceramic recuperator.

Although these TIT are achieved in commercial large gas turbines, such high TIT values represent significant challenges for small gas turbines, notably fabrication difficulties, complexity, high costs of small scale film-cooled single crystal blades, and high relative bleed requirements. Using ceramics for turbine rotors is often suggested as the leading material candidate, but extensive work on conventional rotors with monolithic ceramics proved to be unreliable due to crack propagation leading to catastrophic rotor failure [32], [37], [38]. To improve the fracture toughness of ceramics, the industry is heavily investing in ceramic matrix composites (CMCs). CMCs have successfully been introduced in static parts of the CFM LEAP engine in 2016, and are expected to be largely used in the GE9X hot section in 2020 [39], however only for static components. Current CMCs do not have the required strength for long-life rotating components of large scale gas turbines [40], and adaptation of the CMCs technology to be functional and cost effective in small gas turbine rotating parts is therefore not foreseen in the near future.

The Inside-out Ceramic Turbine (ICT) configuration provides an alternate approach, shown in Figure 4.1, and allow the use of low-cost monolithic ceramics into small gas turbines by supporting the blades with an outer rotating composite rim made of carbon-fiber and polyimide

material. The composite rim can sustain high tensile loads, but needs to be cooled below its glass transition temperature (around 620 K) for continuous operation. An air-cooled insulation layer is introduced between the blades and the composite rim to prevent heat transfer to the composite from the blade's heat. A major advantage over conventional air-cooled blades is that the insulation layer cooling air is kept separated from the main flow with seals at the inlet and outlet, reducing mixing and dilution of hot exhaust gases used in the recuperation process. Under the rim, the independent blades are kept in compression by centrifugal forces. Due to these forces being transferred into hoop stress in the composite rim, the radial deformation of the outer rim is much larger than the one of a conventional blisk shaped hub. A radial flexible hub maintains a contact pressure under the blades and transfers the turbine torque to a shaft connected to the compressors or to the output shaft. The feasibility of the ICT has been demonstrated with proof-of-concept prototypes in previous papers from the authors [8], [33].

The system-level model predictions of a recuperated turbine with an ICT showed an achievable thermal efficiency around 45% at a net power of 240 kW when used with a high effectiveness recuperator (90%) and a low pressure ratio (3.5), reducing fuel consumption by 20% for combined heat-and-power (CHP) distributed power plants [34]. As the CHP application do not require a lightweight power plant, the proposed system weight was not discussed in that paper.

This paper aims to determine the trade-off between efficiency and power-density for the implementation of a recuperated ICT engine for aerospace applications. The designs on the obtained Pareto frontier are therefore optimal for different applications and mission length requirements. Considering the appreciable weight associated with high effectiveness recuperator, it is therefore demonstrated that for flight applications between 1.5 and 5 hours, using lower recuperator effectiveness (~80%), the recuperated ICT engine operating at 1550 K would achieve the 40% thermal efficiency target while maintaining a power density above 3 kW/kg.

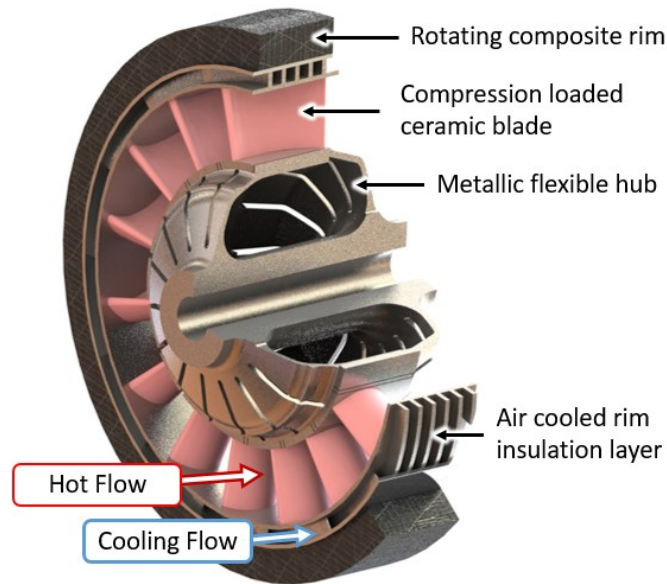


Figure 4.1 – Inside-out Ceramic Turbine (ICT)

4.4 Analytical development

A dozen of detailed recuperated engine concepts from 1970-2000 were proposed with a very similar thermodynamic cycle [27], but they proposed only single design points. Also, the lack of cost effective solution for high temperature turbomachinery at small scale requires the introduction of new architectures such as the ICT. Therefore, a broader approach is needed to understand the impact of the ICT losses, pressure ratios and HX geometry design variables onto a wider range of potential applications and mission requirements. A system level analysis relating the critical engine characteristics to its thermal efficiency and weight is developed. Only gravimetric power density (power-to-mass ratio) is evaluated as it impacts directly the power plant design; volumetric power density and actual form factor should be assessed independently for specific aircraft installation.

The modeling approach selected is to couple a novel physics based HX model to a thermodynamic model and a generalized mass model to predict the engine performances as a function of the HX geometry, the pressure ratio and components parameters. The engine performance model is used to generate metamodels, which are then used to generate a Pareto front between efficiency and power density through multi-objective optimization.

4.4.1 Engine Architecture and Station Numbering

The architecture selected for investigation is shown in Figure 4.2, indicating the air path within the gas turbine components together with the station numbering. Air from the atmosphere enters the inlet duct (1→21), before being compressed by one or more compressors (21→24). The main portion of the air flows through the heat exchanger (HX) air-side (24→307→308). A

portion of the compressed air is bled for cooling, sealing and overboard bleeding. The preheated air then reaches the combustion chamber, where it reacts with the fuel and rises in temperature ($308 \rightarrow 31 \rightarrow 4$). The products are then expanded in one or more turbines stages ($41 \rightarrow 44$) and decelerated in a diffuser ($44 \rightarrow 5$). Finally, the products travel back through the HX gas side ($5 \rightarrow 60 \rightarrow 61$) and then through the outlet duct to the atmosphere ($61 \rightarrow 9$). A single spool turboshaft implementation is used for generalisation purpose and ram effect or exhaust nozzle are neglected. The results are expected to be representative of turboprop and turboshaft implementation designed with one or more spools.

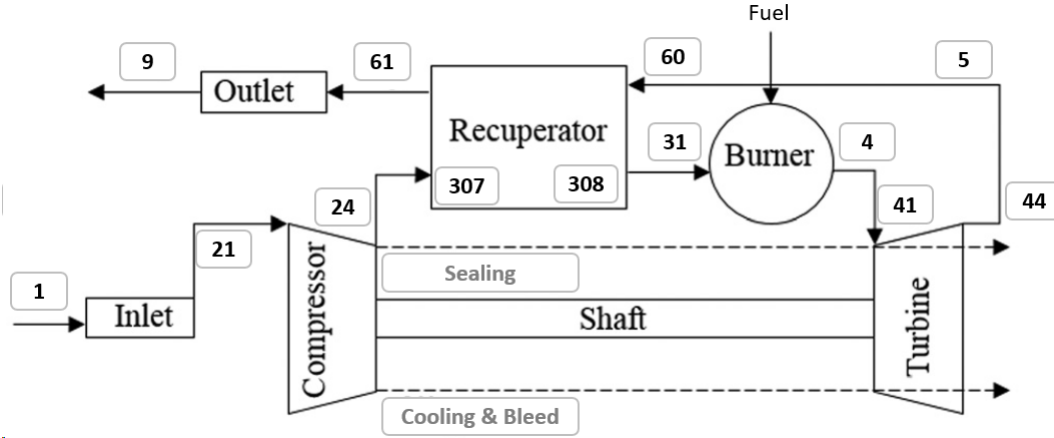


Figure 4.2 – Microturbine components and station numbering

Compressor flow intercooling would improve thermal efficiency, especially at high pressure ratio. However, relatively small practical gains are expected due to the added weight and drag implication at the vehicle level. Only the recuperator-type HX is considered for this evaluation since leakage and durability issues render regenerators unsuitable for small gas turbine applications [41].

4.4.2 Engine Performance Model

To provide cycle efficiency and mass estimates for the recuperated ICT engine designs, 3 submodels are developed: (1) a classic station-based thermodynamic model with added ICT specific losses such as drag, cooling and sealing; (2) a one-dimensional (1D) HX model that computes heat and mass transfer for straight counterflow recuperator channels providing its pressure losses, thermal effectiveness and specific mass; and (3) a system-level mass model based on engine power and mass flow. The modeling is limited to steady-state operation with on-design component performance, all simulated at ground level with standard atmosphere, which provides an adequate system level comparison of the ICT technology potential. The submodels are nested into the system optimization scheme shown in a design structure matrix in Figure 4.3. The optimizer minimizes mass for a range of targeted thermal efficiencies and selected TIT levels by varying thermodynamic parameters (Compressor Pressure Ratio CPR), and HX geometric parameters (Length L , air-side and gas-side channels height b_{AS} b_{GS} , channels

width a , channel count NC). The thermodynamic model computes the cycle performance (thermal efficiency η_{th} , net power PW and mass flows \dot{W}) with the input thermodynamic parameters and the initial guessed HX performance values (HX effectiveness ϵ_{HX} , air-side and gas-side pressure losses $\Delta P_{HX_{as}}$ $\Delta P_{HX_{gs}}$) and output HX related quantities (air-side and gas-side inlet temperature and pressures $T_{as_{in}}$ $T_{gs_{in}}$ $P_{as_{in}}$ $P_{gs_{in}}$). These HX performance quantities are then calculated by the HX 1D-FEM submodel based on the HX geometric parameters and iteratively converged to match the thermodynamic model. From the geometric parameters, the mass of the HX is calculated and added with the mass of the turbomachinery to get the total system mass (m_{tot}) in the mass submodel using net power (PW) and inlet mass-flow (\dot{W}_{in}). Physically achievable optimization bounds are applied (lower and upper bounds l_b u_b) on the design variables.

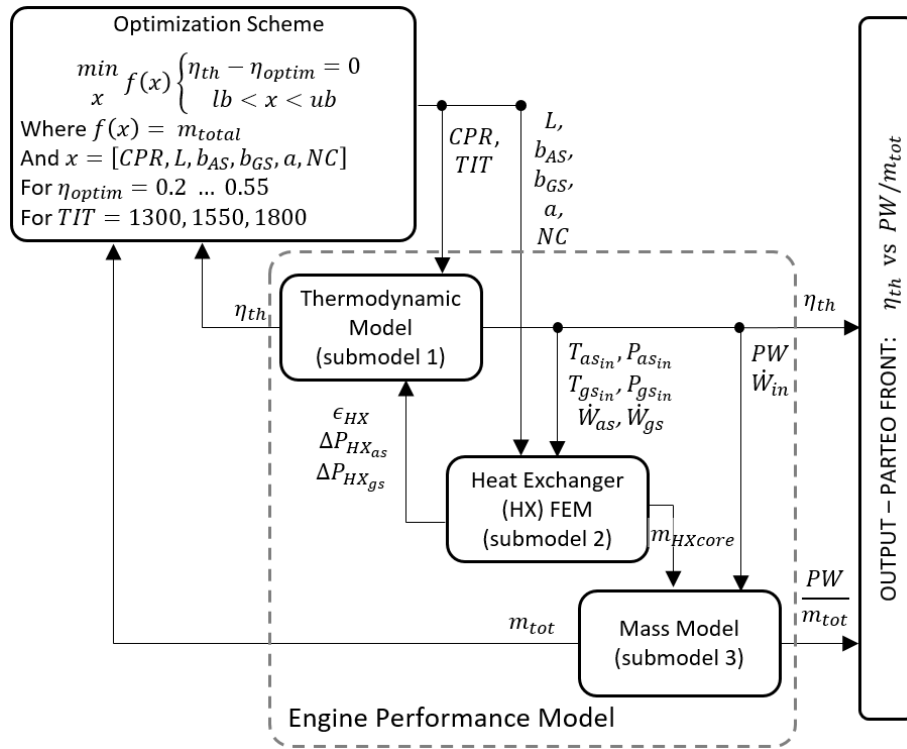


Figure 4.3 – Optimization design structure matrix showing the nested 3 submodels interactions and final output

4.4.2.1 Submodel 1: Thermodynamic model

To provide the thermal efficiency of each configuration and relevant parameters for the mass estimation, a thermodynamic model based on a recuperated Brayton cycle is used. The model follows the thermodynamic stations (1→9) and applies processes based on each component. The design structure matrix shown on Figure 4.4 presents the flow of information within the thermodynamic model and the sub-functions of the model are summarized in Table 4.1 and detailed in the subsequent paragraph. The inputs and outputs connect with the system

optimization. Due to the use of variable properties of gases and the feedback effect of the HX, an iterative calculation is required to converge on the final steady-state cycle performance. Four (4) design variables are initially guessed (inlet mass flow \dot{W}_{in} , enthalpy increase ratio across the HX air-side HR_{HX} , air-to-fuel ratio ARF and turbine expansion ratio TPR). They are then varied to match the four (4) targeted cycle results (HX effectiveness $\epsilon_{HXtarget}$, net power PW_{target} , turbine inlet temperature TIT_{target} and sea level outlet pressure P_{SL}). A gradient based optimizer finds the valid parameters, and the solution is discarded if the turbine inlet temperature error is larger than 1 K.

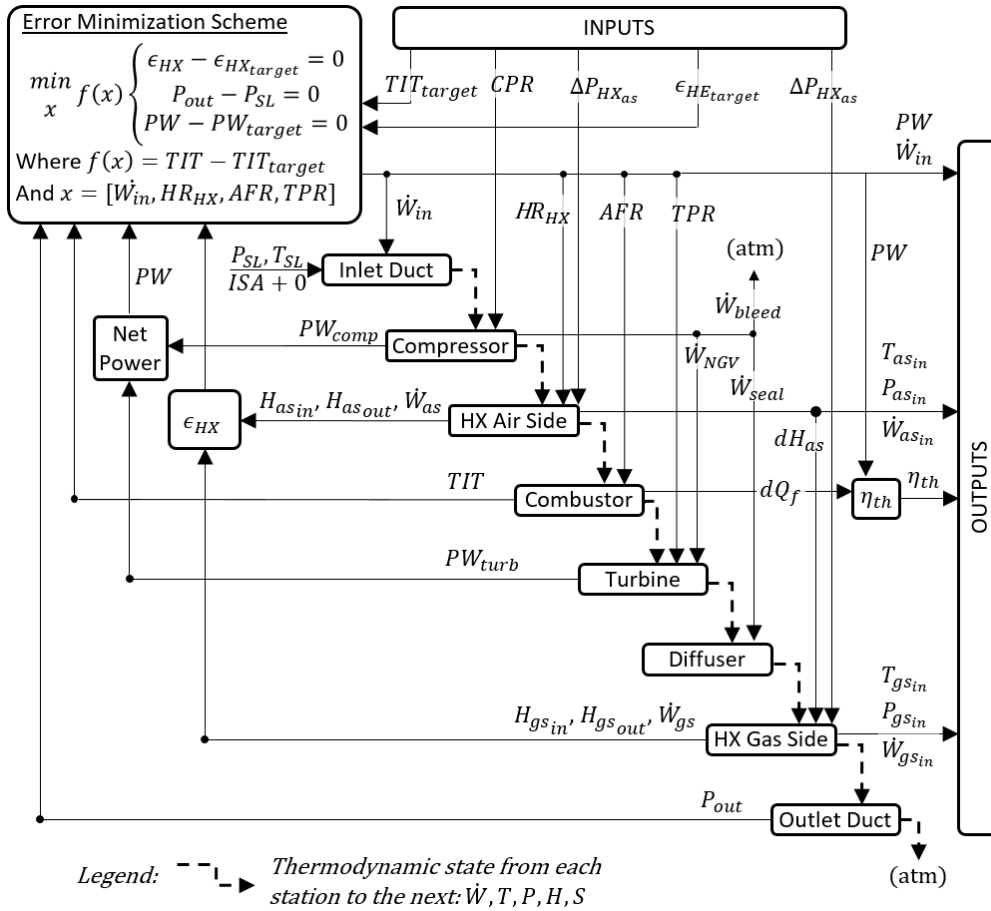


Figure 4.4 – Design structure matrix of the thermodynamic submodel showing the iterative resolution flowchart

Table 4.1 – Thermodynamic processes applied and parameter values for each sub-functions

Sub-function Names	Related Stations	Process Applied	Parameter values
Inlet Duct	1→21	Pressure Loss	$dP=1\%$
Compressor	21→24	Pressure ratio & Entropy Gain	OPR (varied) & $\eta_{c-is_{tt}}=82.5\%$
HX Air-side	24→307→308	Pressure losses & Enthalpy Gain	dP_{HXas} (varied) & dH_{HXas} (iterative)

Combustor	308→31→4	Pressure losses & Reaction at Constant Enthalpy	AFR (iter), $dP_{comb}=4\%$ $\eta_{comb}=99.5\%$, $dH_{loss}=2\%$
Turbine	41→44	Pressure ratio & Entropy Gain	TPR (iterative), $\eta_{t-is_{tt}} = 90\%$, $\Delta\eta_{t-tip}=-2\%$, $\dot{W}_{NGV}=1\%$, $\dot{W}_{seal}=1\%$, $\dot{W}_{bleed}=1\%$
Diffuser	44→5	Dynamic Pressure Recovery	$CP_{rec}=0.65$
HX Gas-side	5→60→61	Pressure losses & Enthalpy Loss	$dP_{HX_{gs}}$ (varied), $dH_{HX_{gs}}=-dH_{HX_{as}}$
Outlet Duct	61→9	Pressure Loss	$dP=1\%$
Cooling	-	(ratio to \dot{W}_{in})	$\dot{W}_{NGV}=0\%$, $\dot{W}_{bleed}=4\%$, $\dot{W}_{seal}=1.5\%$
Net Power	-	-	$PW_{brg}=0.5\% \cdot PW_{comp}$, $PW_{drag}=1.5\% \cdot PW_{turb}$

Gas properties are calculated from real gas mixture properties using Cantera toolkit [42] and the GRI-MECH 3.0 species defined for natural gas combustion [43], which uses NASA 7 polynomial regression for each species properties. The humidity at inlet is fixed to 0%.

Thermodynamic Stations sub-functions:

Inlet duct: Pressure and temperature inlet are defined for sea level based on the International Standard Atmosphere without temperature offset (ISA+0). A pressure loss of 1% is applied, with no enthalpy change and constant mass flow.

Compressor: Compressor power and outlet state are calculated based on the pressure ratio (CPR) and its isentropic efficiency. Compressor efficiency varies depending on application and pressure ratios. As references, Capstone recuperated 300 kW engine with single stage radial compressor achieves 82.5% at a CPR of 5 in 2015 [44], a small turboprop of 400 kW single-stage radial high pressure compressor demonstrated 79% at CPR of 8 in 1987 [45], and a 10 MW industrial turbine with multi-axial-radial compressor demonstrated 88% at a CPR of 15 in 1984 [46]. A total-to-total efficiency of 82.5% ($\eta_{c-is_{tt}}$) is selected based on expected performance of modern compact small size compressors. A small portion of the compressor outlet mass flow is used for cooling, sealing leakages and overboard bleeding, and those flows are re-introduced within subsequent components (see the cooling sub-function). The balance flows into the heat exchanger air-side.

HX Air-side: The enthalpy ratio (HR_{HX}) is applied on the inlet enthalpy ($H_{as_{in}}$) to obtain the outlet enthalpy ($H_{as_{out}}$) and the difference in enthalpy (dH_{as}). A pressure loss is applied ($dP_{HX_{as}}$), from the external HX submodel.

Combustor: To remain in the validated range of the gas properties model used, the fuel used is pure methane (CH_4), and based on the air-fuel ratio (AFR) the gaseous reactant mixture is defined. Minimal products properties variation is expected if operating on other hydrocarbons, therefore the model is assumed valid for Jet Fuel and other fuel grades as well. The enthalpy of the reactant is based on mixing law of the inlet flow and fuel flow, taking the enthalpy of the fuel at 300 K. The primary zone temperature is assumed to reach a maximum of 1850 K, temperature below which the dissociation of the mixture can be neglected. Therefore, the gaseous product mixture is calculated with complete oxidation of the fuel (lean combustion) producing only carbon dioxide (CO_2) and water (H_2O). The product enthalpy is set equal to the reactant enthalpy, from which the products temperature is calculated [47]. By definition, the energy value of the fuel combustion (dQ_f) is calculated as the difference between the reactant and product enthalpy at 300 K multiplied by their mass flow. Engine heat losses to the environment of 2% (dH_{loss}) and combustion inefficiency of 0.05% ($1 - \eta_{comb}$) relative to the total heat addition are added by introducing enthalpy losses between combustor outlet and the turbine inlet in order to obtain the Turbine Inlet Temperature (TIT) used by the error

minimization scheme. Finally, a pressure drop of 4% is applied (dP_{comb}), and the outlet mass flow is the sum of inlet plus fuel flow.

Turbine: Turbine power and outlet state are calculated based on pressure ratio (TPR) and isentropic efficiency. Performance of small axial turbine by Ewen et Al. [48] in 1973 showed a total-to-total isentropic efficiency of 86% at a 1% tip clearance gap, and an average of 2% of isentropic efficiency loss per 1% tip clearance. An improvement of 2 points in efficiency is assumed with current numerical fluid dynamics (CFD) techniques, thus a total-to-total efficiency of 90% (η_{t-istt}) is used for ICT turbines sized for this study. An efficiency loss of 2% is applied due to tip clearance losses for conventional architecture comparison ($\Delta\eta_{t-tip} = -2\%$). Specific ICT losses are attributed to drag and compressor work for cooling flow and are covered in the *Net Power* and *Cooling* sub-function respectively.

Diffuser: The turbine diffuser pressure recovery is set to 0.65 based on the optimal diffuser design provided by Aungier [49], in which an inlet velocity of Mach 0.4 is assumed. Mass flow through the diffuser is the total of turbine outlet flow plus a small amount of cooling flow leaking through the seals.

HX Gas-side: The enthalpy change on the HX gas-side is set equal to the opposite of the one in the HX air-side ($dH_{as} = -dH_{as}$). A pressure loss is applied ($dP_{HX_{gs}}$), from the external HX submodel.

Outlet duct: A pressure loss of 1% is applied.

Global cycle sub-functions:

Cooling: Based on the nominal design proposed by Kochrad and corroborated by detailed modeling by Courtois [33], [34], the cooling flow through the insulation layer and around the composite represents a total of 4% of the compressor inlet mass flow. This flow is not mixed into the main exhaust and taken out from the compressor exit, named here bleed air ($\dot{W}_{bleed} = 4\% \cdot \dot{W}_{in}$). Although this flow extracts heat from the turbine blades, the efficiency penalty due to polytropic expansion is on the order of 0.25 pts, and therefore neglected in this engine system analysis. The sealing of the cooling flows, however, is of importance as any mixing of cooling and main flow would result in lower heat available for the recuperator. This submodel assumes the sealing flow is mixed with the main flow based on their enthalpy and proportional to their masses at the diffuser inlet. Also based on the nominal design proposed by Kochrad, total sealing flow that mixes with the main flow at the rotor outlet is set to 1.5% ($\dot{W}_{seal} = 1.5\% \cdot \dot{W}_{in}$). The ICT hub is assumed to be revised in future designs without the need for cooling flow. Stators or Nozzle Guide Vanes (NGV) are assumed to be made from high temperature material without the need for direct cooling ($\dot{W}_{NGV} = 0$). For 1300K TIT comparison, bleed and sealing flow are also set to zero (0).

Cycle thermal efficiency (η_{th}): Thermal efficiency is calculated by dividing the net shaft power by the input fuel energy ($\eta_{th} = PW/dQ_f$).

HX Effectiveness (ϵ_{HX}): Due to the difference in mass flow on both HX sides and variable gas properties, the effectiveness is calculated from the ratio of enthalpy across the HX air-side over the maximum transferable enthalpy (instead of typical temperature ratios).

Net Power: The net power (PW) is calculated from the turbine power (PW_{turb}) minus compressor power (PW_{comp}) and the mechanical losses (bearing PW_{brg} and turbine drag PW_{drag}). The bearing losses are set to 0.5% of compressor power, and turbine drag for ICT designs is set to 1.5% of total turbine power as per Kochrad nominal proposed design [34].

4.4.2.2 Submodel 2: Heat exchanger model (HX 1D-FEM)

Standard Number of Transfer Units (NTU) methods are widely used to predict HX thermal effectiveness and pressure losses (ϵ_{HE} , $\Delta P_{HX_{as}}$, $\Delta P_{HX_{gs}}$). However, those are limited inaccuracy and cannot take into account the channel aspect ratio (a/b), real gas mixtures and material properties varying inside the HX. A novel physics based 1D finite element method (FEM) model was developed specifically for counterflow HX. The addition of axial conduction compared to similar model in the literature [50] allows to consider the heat transferred axially which impacts negatively the thermal effectiveness.

To generalize the model, a recuperator core with straight counterflow rectangular channels is selected. The 1D-FEM is used to model the recuperator as a counter-flow heat exchanger along the x-axis, with elements being either fresh air, combustion gases or walls, as shown in Figure 4.5. The 1-D approach neglects the temperature distribution in the elements in the y-z plane and assumes periodicity in these planes. To correctly take into account the conductivity of the walls in the y direction, two wall elements are needed to calculate the wall conduction from the hot side to the cold side.

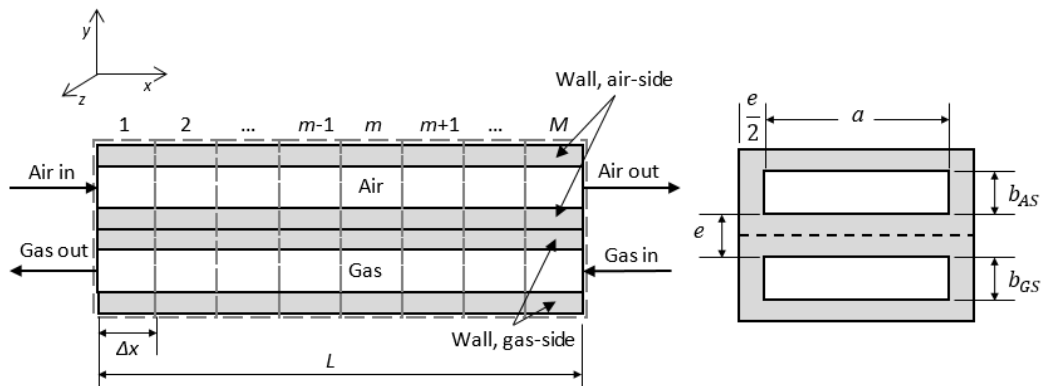


Figure 4.5 – Heat Exchanger 1D Model description (left: side view, right: cross section view)

A pair of channels is modeled as a simple rectangular channel with specified width (a), air-side and gas-side height (b_{AS}, b_{GS}), and wall thickness (e). The fluid is considered as an incompressible ideal gas. The model solves the energy conservation equations for both the fluid and solid cells. An implicit time differentiation scheme is used to ensure numerical stability at large time-steps, allowing to speed up calculations. All properties are evaluated iteratively (density ρ , heat capacity c , heat transfer coefficient h and conductivity k).

For the solid cells, energy is transferred by convection from the fluid and by conduction through neighbouring cells, giving:

$$kA_x \frac{T_{s,m-1}^{i+1} - T_{s,m}^{i+1}}{\Delta x} + kA_x \frac{T_{s,m+1}^{i+1} - T_{s,m}^{i+1}}{\Delta x} + kA_y \frac{T_{s\pm 1,m}^{i+1} - T_{s,m}^{i+1}}{\Delta x} + hA_w (T_{f,m}^{i+1} - T_{s,m}^{i+1}) = \rho_s V_s c_{s,m}^{i+1} \frac{T_{s,m}^{i+1} - T_{s,m}^i}{\Delta t}$$

where T is temperature of fluid (f) or solid (s) cells at given time step (i), A is area in the x or y plane, or the wetted area (w), and V is volume of the cell. The first 2 terms represent conduction between elements $m-1$, m and $m+1$ in the x direction, the 3rd term represents conduction in the y direction between the air-side wall and the gas-side wall at element m , and the 4th term represents convection between the fluid (either gas or air) and the wall at element m . The right side represents the internal energy stored in the material.

For the fluid cells, energy is transferred by convection to the wall and by mass-transport from and to the neighbouring cells:

$$hA_w (T_{s,m}^{i+1} - T_{f,m}^{i+1}) + \dot{m} (c_{p,m\pm 1} T_{f,m\pm 1}^{i+1} - c_{p,m} T_{f,m}^{i+1}) = \rho_f^{i+1} V_f c_{v,f,m}^{i+1} \frac{T_{f,m}^{i+1} - T_{f,m}^i}{\Delta t}$$

The 1st term is convection, same as in the solid cells. The 2nd term represents the mass-transport of energy and depends on the direction of the flow rate: $m-1$ is used for air cells and $m+1$ is used for gas cells.

Real gases mixture properties are used, as in the thermodynamic model, including viscosity and conductivity of the fluid. Inconel 625 properties are used for the wall, with temperature-based conductivity and heat capacitance, and fixed density.

The flow is assumed laminar with Reynolds number in the 300-500 range and pressure is evaluated using Poiseuille's flow equation, where f is a function of the channel geometry and Reynolds number:

$$\Delta P = f \frac{\Delta x \rho V^2}{D_h 2}$$

The local heat transfer coefficient is calculated from the Nusselt number, considering entrance effects by using:

$$\text{Nu}_x = \text{Nu}_{fd} + \frac{0.03(D_h/x)\text{RePr}}{1 + 0.016[(D_h/x)\text{RePr}]^{2/3}}$$

in which Nu_{fd} is the fully-developed Nusselt number and depends only on the geometry of the channel. As a generalization approach is taken, the correlation used for f and Nu_{fd} is for standard fully developed laminar flow in smooth tubes [51] where both f and Nu_{fd} are within the expected range from actual HX geometry studies [52]. Reynolds number for the designs evaluated is within the laminar regime, typically below 500.

To ensure sufficient core thickness (e) or adequate structural reinforcement with smaller width (a) to support the difference in pressure between air and gas (P_{air} , P_{gas}), a simplified bending model is used. Stress at the center of a simply supported beam between the air-side and gas-side is calculated with:

$$\sigma_{HX} = k_\sigma \frac{3a^2(P_{air} - P_{gas})}{2e}$$

where k_σ is a correction factor fixed at 16 to correlate to the bending stress in existing heat exchanger detailed design.

The recuperator core only accounts for 60% of the HX pressure loss [52], therefore, an additional 40% is added over the calculated ΔP for both sides. A final 0.5% on the air-side and 1% pressure drop on the gas-side is added to account for duct losses.

The mass of the HX core (m_{HXcore}) is simply calculated from the total channel walls cross surface (A_x), multiplied by their length (L).

4.4.2.3 Submodel 3: Mass model

Recuperated microturbines used for ground power applications are not optimized for mass, and therefore the engine mass of a Capstone product would not be representative for aeronautical applications. To estimate the mass of a recuperated ICT engine for this sector (m_{tot}), the HX total mass (m_{HX} ; core mass plus welds and manifolds) is summed with an aircraft type turbomachinery mass (m_{turb}) with associated installed hardware based on its net power and inlet mass flow.

As the HX core only represents a portion of the complete weight added to the turbomachinery, additional weight estimates for the core seals and structural support and for the manifolds are needed. Based on the Capstone C200 detailed HX design [53], an estimation factor, based on the core frontal area ($A_{frontal}$, in kg/m^2) and another based on the core length (L , in kg/m) was projected. The total HX weight is therefore estimated with:

$$m_{HX} = m_{HXcore} + 120 \cdot A_{frontal} + 50 \cdot L$$

$$\text{where, } A_{frontal} = (a + e)(b_{AS} + b_{GS} + 2e) \cdot NC$$

To estimate the turbomachinery section, a correlation based on rated power, weight and mass flow for 31 small turboshaft and turboprop engine below 1500 kW listed in Jane's aero-engines was made [23]. A linear regression of mass against inlet mass flow (kg/s) and rated power (kW) is shown on Figure 4.6 –. The correlation based on power (PW in kW) and mass flow (\dot{W}_{in} in kg/s) is:

$$m_{turb} = \frac{PW}{12.35} + 36.29 \cdot \dot{W}_{in}$$

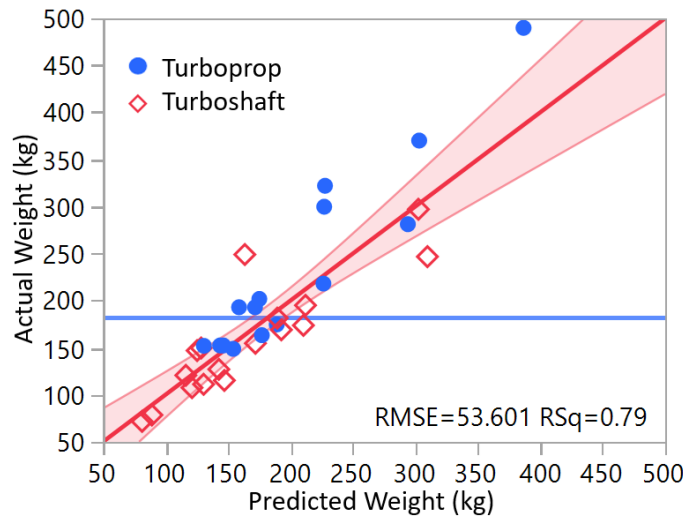


Figure 4.6 – Engine dry weight linear regression for turboprop and turboshaft below 1500 kW based on inlet mass flow and rated power

Each estimate can be related to engine component, i.e. the power driven masses (like gearboxes and fuel pump) and the turbomachinery mass flow scaled masses (compressor, turbine, housing, etc). A reasonable correlation is found (R^2 of 0.79) considering the wide selection of manufacturer and design year. Many factors from the data can explain the scatter; e.g. the engine design year (engines from 1960 to 2000), actual equipment included by manufacturer in the dry weight provided, and rated conditions (e.g. thermodynamic limitation used or drivetrain limits).

4.4.3 Design Space Exploration & Metamodeling

Due to the high number of function evaluations during the optimization process, reducing the runtime of the thermodynamic and HX submodel functions was required. To create metamodels (or surrogates) of those submodels, a numerical Design of Experiment (DoE) for each submodel was created. A Latin hypercube sampling (LHS) DoE and a Faced-Centered Composite Design (FCCD) DoE, bounded by each input lower and upper bounds, were designed. Each submodel was then executed for each input combination from the associated DoE to generate function

responses. Input-to-output mapping with a trained neural network for each output created a metamodeling mean relative error below 0.5%. Any non-valid input combination was discarded from the metamodeling and a classifier neural network constrained the optimizer in the valid region [54].

The metamodeling functions replace the thermodynamic and HX submodels used in the system optimization scheme and allowed to reduce by a factor between 10^4 and 10^5 runtime of those submodels. Optimal input values identified by the optimization process are then reprocessed with the original submodel functions to ensure accuracy of the results.

4.5 Simulation results

First, a validation of the engine model is done against two state-of-the-art turbines in the sub-megawatt range; a recuperated cycle engine used in ground power generation, and a well-known simple-cycle commercial turboprop engine. Then, the optimized Pareto front between thermal efficiency and power density is presented, followed by the optimal designs variables along the Pareto front.

4.5.1 Model Validation

The thermodynamic model was extensively validated with GasTurb 13 commercial software and showed good agreement ($< 0.3\%$ error). In addition, Capstone C250 microturbine [44] and Pratt & Whitney Canada PT6A-65B turboprop (data from Jane's Aero Engines [23]) are used to compare the predicted weight, shaft power and thermal efficiency of the model. Table 4.2 presents the parameters used for the validation, the engine performance data and the model results with its relative error. The parameter values are shown only if different to the ICT proposed values from the previous section. The resulting error is within 1% for the C250 modeling, and at 2% for the PT6A power and efficiency. The PT6A modeled weight is 6% higher, therefore slightly pessimistic.

Table 4.2 Thermodynamic and mass model validation

Thermodynamic Parameters		Capstone C250 [44]	PWC PT6A-65B [23]
Air Mass Flow (Inlet)	\dot{W}_{in}	1.63 kg/s	4.26 kg/s
Compressor Pressure Ratio	CPR	5	10
Compressor Efficiency	$\eta_{c-is_{tt}}$	82.5%	80%*
Turbine Inlet Temperature	TIT	1245 K	1300 K*
Turbine Efficiency	η_{t-is}	87.4% t-sde	86% t-t*
Combustor Pressure Loss	dP_{comb}	2.3%	4% [†]
Diffuser Pressure Recovery	CP_{rec}	(incl. in η_{is})	0.65 [†]
Seal Cooling (air bearings)	\dot{W}_{seal}	3%	0%*
Overboard bleed	\dot{W}_{bleed}	0%	1%*
Modeled HX Parameters		(see Table x)	No HX

Engine Performance			
Engine Dry Weight	m_{turb}	(see Table 4.3	218 kg
Predicted Engine Weight		for HX weight)	231 kg (+6%)
Engine Shaft Power	PW	300 kW	931 ekW
Predicted Shaft Power		299 kW (-0.3%)	954 kW (+2%)
Thermal Efficiency (Shaft)	η_{th}	37.4 %	25.5 %
Predicted Efficiency		37.8 % (+1%)	26.1 % (+2%)

* Approximated based on similar engines

† Approximated with proposed thermodynamic model (Table 4.1)

Table 4.3 shows the Capstone C250 HX parameters based on the core information from a Capstone report on their previous C200 product design [53], which is a cross-wavy primary surface HX with 0.11 mm (4.5 mils) foils. It is assumed the same core is used in the C250. The modeled effectiveness is within 0.1% of the claimed performance, and the modeled weight is within 2% of the reference weight. The pressure loss absolute errors are within 0.2% for both air and gas sides. Finally, the maximum stress is slightly under evaluated (-10%).

Table 4.3 HX model validation

HX Core Parameters (cross-wavy core equivalent)		Capstone C250 [44], [53]	
Length	L	237 mm ⁽¹⁾	
Width (all channels)	a	5.9 mm ⁽²⁾	
Height (air channels)	b_{AS}	0.5 mm ⁽³⁾	
Height (gas channels)	b_{GS}	1.0 mm ⁽³⁾	
Wall thickness	e	0.11 mm	
Core Frontal area	A_{tx}	0.375 m ² ⁽⁴⁾	
HX Performance		Reference	Predicted
HX Total Weight	m_{HX}	192 kg*	196 kg (+2%)
HX Effectiveness	ϵ_{HX}	88.1 %	88.0 % (-0.1%)
Air-Side Pressure Loss	ΔP_{HXas}	1.6 %	1.4 % (-13%)
Gas-Side Pres. Loss	ΔP_{HXgs}	3.8 %	4.0 % (+5%)
Von-Mises Max Stress	ΔP_{HXgs}	88 MPa	80 MPa (-10%)

* scaled from C30 (m_{HX} 29.5kg, \dot{W}_{in} 0.31 kg/s, ϵ 86%) [55], [56]; range from C200 reference is 180 to 230 kg [53]

⁽¹⁾ Actual core length plus factor of 23% to account for channels waviness

⁽²⁾ Width based on 2 times the fins height

⁽³⁾ Height based on 15 fins per inch, with 1:2 ratio between air and gas

⁽⁴⁾ Based on 90% of the area defined by the HX OD of 0.47m (37.2") and ID of 0.3m (23.7")

4.5.2 Model results

Optimization was completed for the two types of engines (simple cycle and recuperated) at 3 TIT levels. The first level of 1300 K is considered the maximum TIT achievable with uncooled metallic blades. The second at 1550 K is the current expected capability of the ICT technology with available materials. Finally, a third level of TIT at 1800 K is shown as the upper limit of the technology with advanced ceramics in the turbine and the heat exchanger.

The CPR is varied for both types of engines, and the HX physical design (length L , air-side and gas-side channels height b_{AS} b_{GS} , channels width a and channel count NC) is varied for the recuperated engines. The thickness (e) is fixed at 0.11 mm. A lower limit of 0.25mm was set on the channel height. The optimization is explicitly done at a fixed net power of 500 kW, and is constrained by the estimated stress (σ_{HX}) in the HX core at a maximum of 100 MPa.

The optimization results are shown as Pareto trade-off between engine power density and thermal efficiency in Figure 4.7. Along each Pareto front of the top figure, the engine designs vary to maximize both the efficiency and power-density to a different relative importance. The recuperated engines provide a significant gain in efficiency over the simple cycle, and increasing TIT is critical to deliver both power density and efficiency. Increasing TIT contribute in increasing the specific power of the optimal engines. This effectively reduces the mass flow through the HX and reduces its weight significantly. For a constant 40% thermal efficiency, increasing TIT to 1550 K provides power density of 3 kW/kg, a 3 folds improvement over 1300 K TIT, and another 60% decrease in weight when further increased to 1800 K. On the other hand, for an engine requiring a power density of 3 kW/kg, the engines thermal efficiency improve by 10 pts from 1300 K to 1550 K, and by another 7 pts when reaching 1800 K. As a mean to comparing to an ideal uncooled ceramic turbine, the optimal trade-off for a TIT of 1550 K is also shown. The performance loss associated with the ICT drag and cooling scheme proposed is therefore around 2.5 point of efficiency or around 0.6 kW/kg.

As presented on the central figure, for a power density of ~ 3 kW/kg, the optimal CPR is around 8, which can be achieved with single a stage compressor and 2 turbine stages, effectively limiting the complexity. On the opposite sides, to reach the optimal engine in a simple cycle at a TIT of 1550 K, pressure ratios of ~ 15 is needed, and above 20 for TIT of 1800 K. Figure 4.7 also shows the variation in HX effectiveness along the Pareto front for the recuperated engine designs. As expected, to increase the power density, the effectiveness must be reduced.

Another advantage of the recuperated engines, is that the sizing of the recuperator provide a strong design capability to change the weight-efficiency trade-off by altering the HX effectiveness, providing optimal engines for various applications and missions.

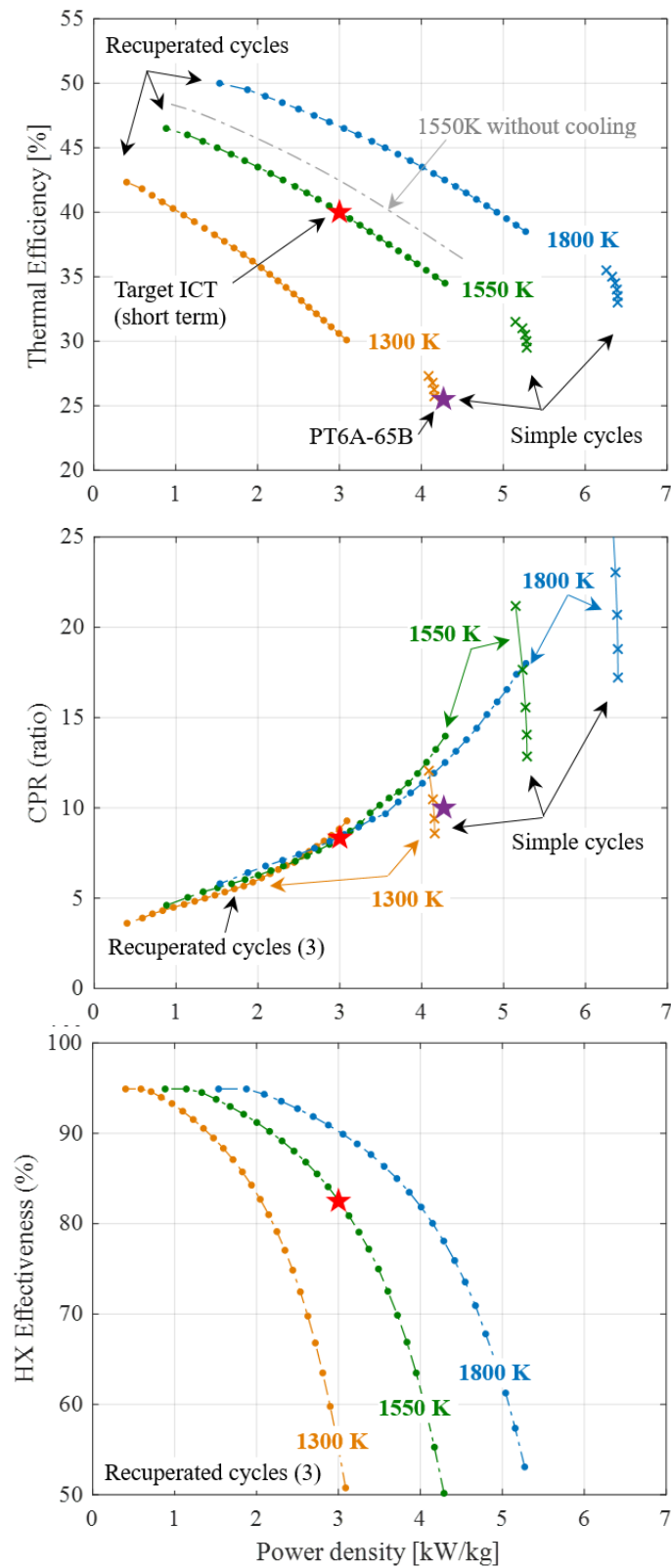


Figure 4.7 – Multi-optimization results shown as Pareto trade-off for simple cycle and recuperated engine at three (3) TIT levels – sea level, ISA+0, on-design conditions, total installed weight of turboprop/turboshaft. Thermal efficiency, Compressor Pressure Ratio and HX effectiveness vs power density.

For a targeted 40% thermal efficiency, the recuperated ICT optimal configuration based on an achievable TIT of 1550 K would have a power density of 3 kW/kg, which would result in 36% lower fuel consumption for 37% added engine mass compared to the reference PT6A engine. For example, a 9-passenger turboprop PC12 equipped with this ICT engine would see its cruise fuel flow reduce to ~140 kg/h from the original ~220 kg/h for an increase engine mass of ~95 kg compared to the original PT6A powerplant. The gain in fuel weight would completely offset the added engine weight for flights above 1.5 hour, and results in significant payload improvement for longer flight. For any flight duration, the 36% reduction in fuel cost and CO₂ emission would results from using the recuperated ICT engine at 1550 K.

Further improvements to the engine to reach a TIT of 1800 K would results in the capability to reach 40% efficiency at power density of nearly 5 kW/kg, surpassing the power density of simple cycle turboprop with uncooled turbine blades. For long mission or application where power density is not the primary concern, the recuperated engine at 1800 K could reach up to 50 % thermal efficiency at a power density of 1.5 kW/kg.

4.6 Summary and conclusions

Fuel consumption and emissions of small gas turbines can be reduced by the addition of a heat exchanger, referred to as a recuperated cycle. However, to maintain acceptable power density for aeronautical applications, increase in TIT is required, and traditional methods such as cooled blades are impractical and costly, and ceramics proved unreliable in classical configuration. The Inside-Out Ceramic Turbine (ICT) proposes a new architecture that uses ceramics in compression to achieve significant increase in TIT over state-of-the-art turbines.

A multi-objective optimization scheme was prepared, coupling a thermodynamic model for simple and recuperated Brayton cycles, a discrete 1D-FEM HX model, and a system-level mass model. The models were validated against state-of-the-art microturbine and turboprop engines, and critical design variables were selected for the optimization. The optimization was carried at 3 levels of TIT – 1300, 1550 and 1800 K.

At a TIT of 1550 K, which is the expected TIT capability with current material of the ICT engine, the optimal configuration provides a power density of 3 kW/kg and 40% thermal efficiency at relatively low pressure ratio (CPR~8), which can be attained with a single stage centrifugal compressor and a two stage turbine expander. Such an engine would be 3 times lighter than a recuperated turbine at 1300 K for the same efficiency level, and ~35% heavier than state-of-the-art turboprop. In a 9-passenger turboprop aircraft, this increase in weight is quickly counterbalanced with the reduced fuel weight needed for missions of 1.5 hours and longer.

Further increase in TIT to 1800 K would reach nearly 5 kW/kg while achieving over 40% thermal efficiency. For application where additional engine mass can be tolerated, the 1800 K

recuperated cycle could provide up to 50% thermal efficiency while maintaining a low pressure ratio and associated low complexity.

The study was carried in steady-state, on-design operating condition at ground level. Actual implementation of a recuperated gas turbine would required additional studies, including transient simulation, and off-design and high altitude impact of operating a recuperated ICT. On the verge of electrification and hybridization of small aircraft, the recuperated ICT is expected to provide the highest turbogenerator efficiency to significantly increase the range of those future aircrafts.

4.7 Acknowledgments

The authors would like to thank the research professionals and professors from the Université de Sherbrooke and the Createk Design Lab for their continuous support of the ICT development.

4.8 Funding

The authors would like to acknowledge Exonetik Turbo Inc. and the Natural Science and Engineering Council of Canada (NSERC) for their financial support.

CHAPITRE 5 PERFORMANCE HORS NOMINAL

Dans les applications aéronautiques, les turbines à gaz ne sont pas seulement opérées sur le point de conception nominal. C'est notamment le cas pour les hélicoptères, où la puissance en croisière est typiquement entre 60% et 70% de la puissance nominale des turbines. Un autre exemple dans le cas d'avions régionaux, l'opération de la turbine au ralenti (*idle*) durant le taxi peut représenter 10% du carburant consommé dans un vol Montréal-Toronto de 1.5 heure. Il devient donc important d'étudier les performances en charge partielle des turbines ICT récupérées.

5.1 Méthodologie

La méthode proposée demeure en régime établi et ne tient pas compte des effets transitoires sur l'opération de la turbomachine, ce qui est considéré acceptable vu le faible impact des événements transitoires sur la consommation final de carburant sur un vol entier. L'étude présentée au chapitre 4 considérait un rapport de pression de détente pour l'ensemble des turbines. Toutefois, la gestion de la vitesse des turbines à plusieurs arbres, et donc à plusieurs turbines, affecte considérablement l'efficacité à charge partielle et il est donc nécessaire de déterminer plus précisément leur architecture. Pour les turbines à gaz sous les 1000 kW utilisées comme turbopropulseur, turbomoteur ou turbogénérateur, quatre différentes architectures sont proposées, soit avec ou sans récupérateur de chaleur, et à 1 ou 2 arbres (voir figure 5.1). Les composantes rotatives, soit le compresseur (C), la turbine du compresseur (TC) et la turbine de puissance (TP) généralisent la configuration, et leur performance hors nominale sera prédite par des cartes de compresseur ou de turbine. Chaque composante rotative ne représente pas nécessairement une seule roue, car une carte de compresseur peut, par exemple, représenter un compresseur multiétages. Dans les configurations avec 2 arbres, seule la turbine de puissance transmet la puissance de propulsion (type *free turbine*). Finalement, la chambre de combustion (CC) ainsi que l'échangeur de chaleur (HX) sont les composantes statiques auxquels un sous-modèle est introduit pour prédire la performance hors nominal de chacun de ces modules.

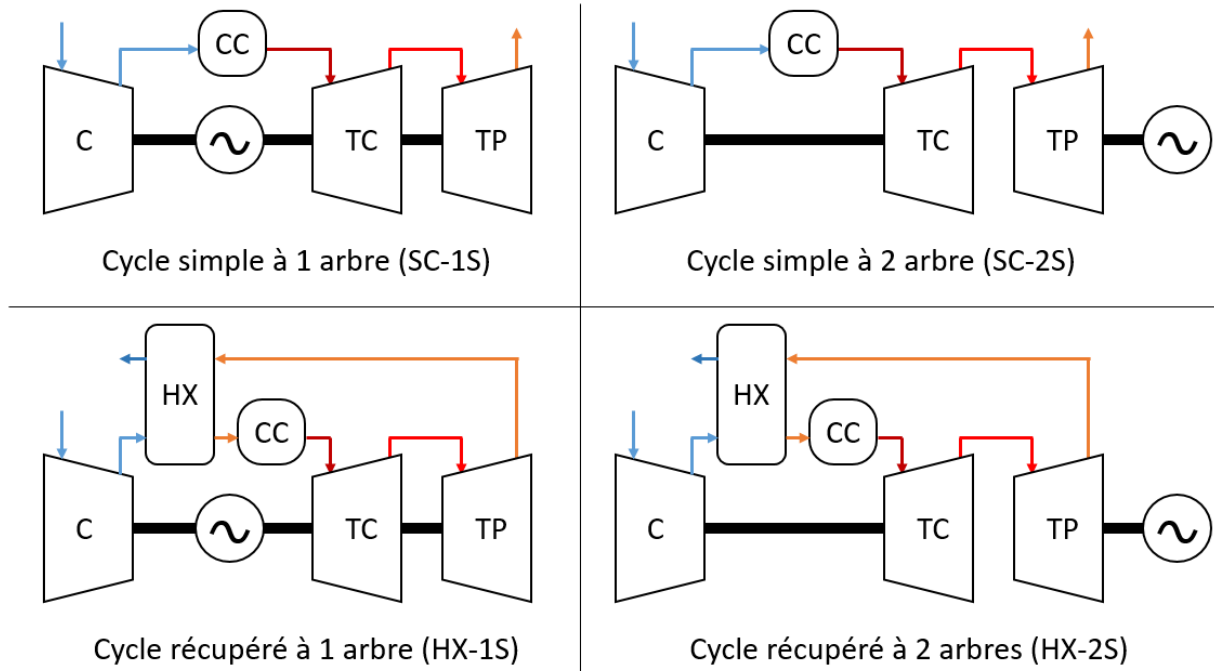


Figure 5.1 – Les quatre (4) architectures étudiées pour les opérations à charge partielle

5.1.1 Résolution du cycle nominal des configurations proposées

La méthode de résolution du cycle thermodynamique a donc d'abord été élargie pour permettre de calculer les performances nominales des quatre configurations proposées. On cherche ici à trouver les points d'opération pour des moteurs donnés, et non à optimiser la conception du moteur. La méthode de résolution présentée à la figure 4.4 est utilisée, cependant les variables d'itération et les contraintes d'optimisation sont modifiées selon l'architecture sélectionnée. Le tableau 3 présente donc les variables et contraintes utilisées pour chacune d'elle. Les calculs sont résolus par un optimisateur à contraintes non linéaires multivariables (algorithme *fmincon* de Matlab utilisé). À noter que le nombre de variables est toujours identique au nombre de contraintes; il est donc attendu qu'une seule solution soit possible dans le cas de la résolution du cycle nominale.

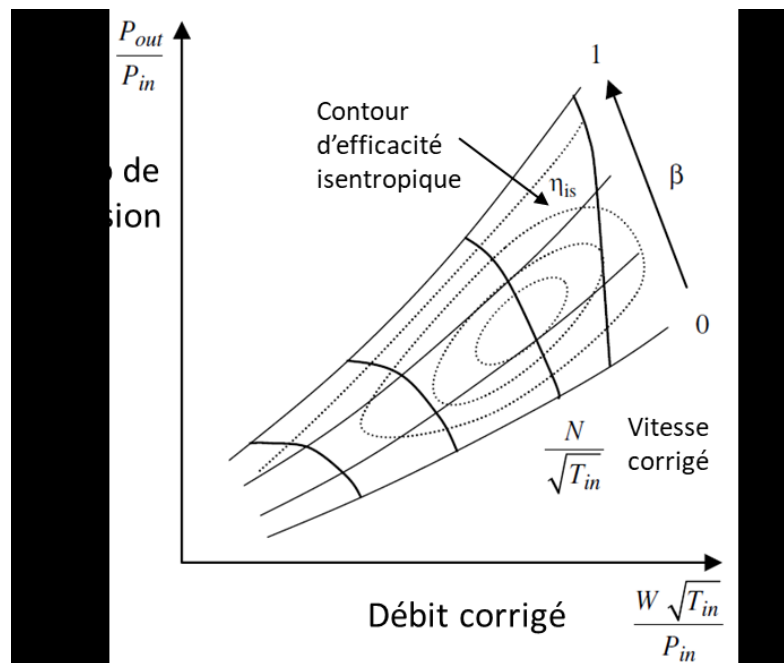
5.1.2 Performance hors nominal des composantes rotatives

Pour l'évaluation des caractéristiques des composantes rotatives en opération hors nominal, l'approche par cartes de composantes est sélectionnée. Cette approche augmente la complexité de résolutions numériques, mais fournit les résultats les plus fiables [29], [35]. Pour se faire, des cartes de composantes de caractéristiques nominales similaires à celles souhaitées doivent néanmoins être disponibles, qui sont ensuite mises à l'échelle. Les fabricants de turbines ne publient typiquement pas ces cartes, toutefois des études ayant publiées les performances de leurs composantes sont disponibles dans la littérature. Les développeurs du programme commercial GasTurb 13 ont compilé une série de cartes de la littérature [57]. Ces cartes

Tableau 3 – Variables d’itération pour résolution de cycle en opération nominale des quatre (4) architectures

Cycle & Architecture	Simple 1 arbre	Récupéré 1 arbre	Simple 2 arbres	Récupéré 2 arbres
Variable d'itération				
Débit d'entrée	✓	✓	✓	✓
Ratio température cotée air du HX	-	✓	-	✓
Rapport air-carburant	✓	✓	✓	✓
Ratio de pression turbine de puissance	✓	✓	✓	✓
Ratio de pression turbine de compresseur	-	-	✓	✓
Contraintes de résolution				
TIT == TIT visée	✓	✓	✓	✓
Puissance == Puissance visée	✓	✓	✓	✓
Pression échappement == pression admission	✓	✓	✓	✓
Efficacité HX == Modèle HX	-	✓	-	✓
Puissance arbre compresseur == 0	-	-	✓	✓

permettent d’obtenir la relation entre le débit corrigé, le rapport de pression et la vitesse corrigée de la composante. Des coordonnées auxiliaires β ont été ajoutées [58] afin d’éviter les problèmes de résolution numérique lorsque les composantes sont opérées étranglées (*choked flow*), endroit où le rapport de pression vs débit corrigé crée une ligne verticale sur la carte. Un exemple schématique d’une carte de compresseur est présenté à la figure 5.2.

Figure 5.2 – Carte de compresseur schématique indiquant l’ajout de coordonnée β , adapté de [35]

Les cartes de compresseur et de turbines ayant le débit massique corrigé ainsi que le rapport de pression la plus similaire à la conception nominale sont ensuite sélectionnées. La mise à l'échelle s'effectue selon la méthode traditionnelle [59] où le facteur d'échelle est calculé selon une référence sélectionnée de vitesse relative et de valeur β représentant le point d'opération nominale – typiquement à une valeur de 1 pour la vitesse, et entre 0.6 et 0.8 pour β .

5.1.3 Performance hors nominal des composantes statiques

Les performances de deux composantes statiques doivent être principalement compensées pour les opérations hors nominal, soit le récupérateur de chaleur, et la chambre de combustion. Autrement, pour les pertes de charge dans les conduits d'entrée et de sortie, ils conservent la méthode du calcul nominal, soit par pourcentage de perte, et le diffuseur conserve son coefficient de recouvrement de pression dynamique.

Dans le cas du récupérateur, le modèle 1D introduit à la section 4.4.2.2 est utilisé. Les entrées sont mises à jour selon le cycle calculé, soit la température, pression et débit côté air et côté gaz, permettant de calculer les pertes de charge et l'efficacité du récupérateur pour la condition d'opération donnée. La variation de débit massique qui traverse le récupérateur est la variable principale affectant ses performances, pouvant significativement augmenter son efficacité thermique par l'augmentation du temps de résidence des fluides à basse charge.

Pour la chambre de combustion, l'approche incorporée dans GasTurb 13 est utilisée afin de corriger l'efficacité de combustion selon le facteur de charge de la chambre de combustion (Ω) [60]. Le facteur de charge est défini par le débit massique, la pression, la température à l'entrée de la chambre (W_{31} [kg/s], P_{31} [bar], T_{31} [K]), ainsi que le volume de celle-ci (Vol [m³]) selon:

$$\Omega = \frac{W_{31}}{P_{31}^{1.8} \cdot e^{T_{31}/300} \cdot Vol}$$

Selon la figure 5.3, qui présente l'opération de différentes turbines à gaz et les modèles de différents auteurs, la variation de l'efficacité (η) peut être approximée par une droite définie comme:

$$\log(1 - \eta) = a + b \cdot \log\left(\frac{\Omega}{\Omega_{ds}}\right)$$

où l'indice ds représente le point nominal de conception. En posant une efficacité nominale (η_{ds}) ainsi qu'un facteur de charge nominal (Ω_{ds}), on peut isoler et déterminer le point initial de la droite (a) et le volume de la chambre (Vol). Finalement, en fixant la valeur de la pente (b), l'efficacité hors nominal de la chambre pour des nouvelles conditions d'entrée peut être calculée. Pour les résultats présentés dans ce mémoire, la valeur du facteur de charge nominal de (Ω_{ds}) de 1.6 ainsi qu'une pente (b) de 1.6 sont sélectionnées, basé sur les valeurs du JT8D de la figure 5.3.

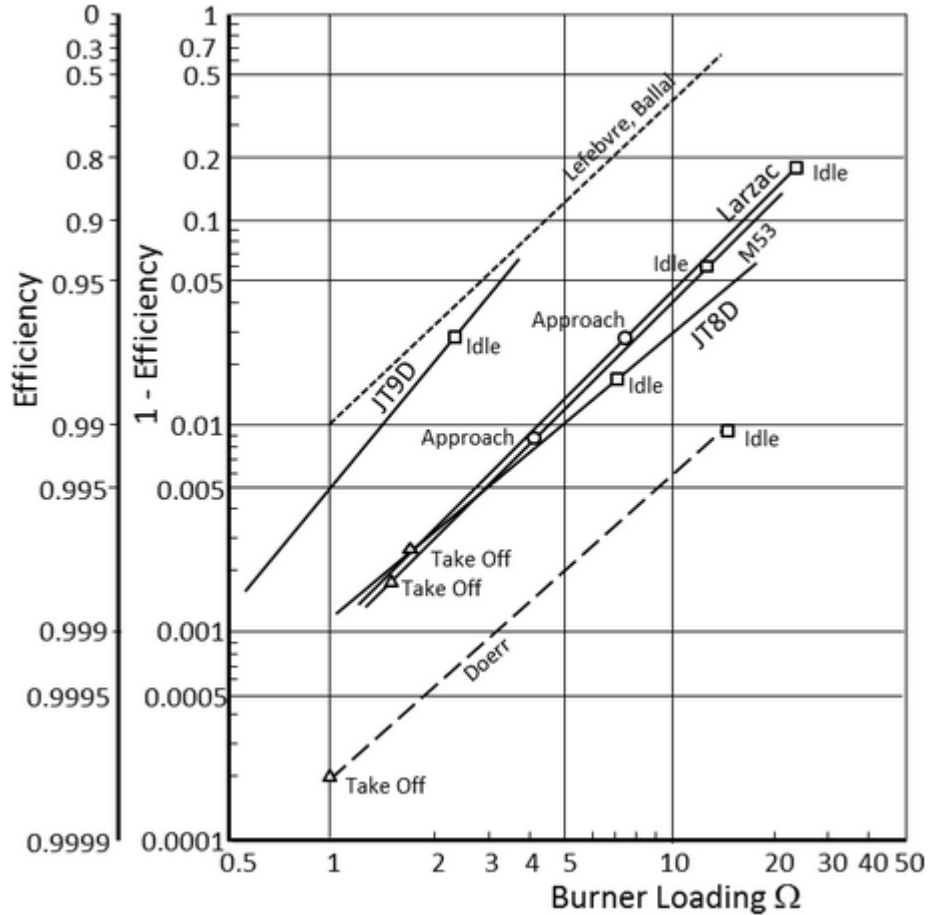


Figure 5.3 – Efficacité de combustion selon le facteur de charge de la chambre de combustion [60]

5.1.4 Résolution d'opération hors nominal des configurations proposées

Avec les sous-modèles établis, le calcul des points d'opération hors nominal peut alors s'effectuer. La méthode de résolution utilisée est d'imposer un débit de carburant relatif au débit nominal, et de résoudre le problème avec l'optimisateur à contraintes non linéaires multivariées. Dans le cas où les performances en altitudes sont simulées, la pression atmosphérique et la température d'entrée sont modifiées selon les propriétés standards atmosphériques [61]. Le problème d'optimisation est toutefois différent de celui pour le cycle nominal. Les variables d'itération ainsi que les contraintes pour les résolutions hors nominaux sont présentées au tableau 4. L'utilisation d'une coordonnée β pour chacune des cartes comme variable d'itération permet d'éviter les ambiguïtés liées aux zones d'opération étranglées des compresseurs.

Tableau 4 – Variables d’itération pour résolution de cycle en opération hors-nominales des quatre (4) architectures proposées

Cycle & Architecture	Simple 1 arbre	Récupéré 1 arbre	Simple 2 arbres	Récupéré 2 arbres
Variable d'itération				
Débit d'entrée	✓	✓	✓	✓
Ratio température cotée air du HX	-	✓	-	✓
Vitesse de rotation relative (arbre 1)	✓	✓	✓	✓
Vitesse de rotation relative (arbre 2)	-	-	✓	✓
Bêta 1: carte compresseur (C)	✓	✓	✓	✓
Bêta 2: carte turbine compresseur (TC)	✓	✓	✓	✓
Bêta 3: carte turbine puissance (TP)	✓	✓	✓	✓
Contraintes de résolution				
Pression échappement == pression admission	✓	✓	✓	✓
Débit corrigé == Débit carte C	✓	✓	✓	✓
Débit corrigé == Débit carte TC	✓	✓	✓	✓
Débit corrigé == Débit carte TP	✓	✓	✓	✓
Efficacité HX == Modèle HX	-	✓	-	✓
Puissance arbre compresseur == 0 (<i>gas generator</i>)	-	-	✓	✓

À l’opposé de la méthode de résolution du cycle nominale, il y a cette fois une variable de plus que le nombre de contraintes d’égalités. Ceci indique une possibilité de plusieurs solutions valides. Dans le cas présent, cette enveloppe de solution représente en fait la plage de vitesses possibles pour l’arbre de sortie. En effet, on retrouve généralement deux méthodes d’opération à charge partielle des turbines à gaz, selon le type de charge qu’elles entraînent et la capacité à ajuster ou non la vitesse de celle-ci. Par exemple, les génératrices de Capstone (architecture récupérée à 1 arbre) opèrent en variant la vitesse de sortie afin de maximiser l’efficacité. Autrement, les vitesses de sortie fixes sont typiquement utilisées pour les moteurs d’hélicoptères (architecture cycle simple à 2 arbres) afin de conserver la vitesse du rotor fixe permettant un changement de charge rapide selon leur angle d’attaque ainsi que l’autorotation dans le cas de bris du moteur. Afin d’évaluer ces 2 types d’opérations, le problème d’optimisation s’exécute avec un ou l’autre des objectifs suivant : maximiser l’efficacité du cycle en laissant la vitesse de sortie variable, ou en minimisant la déviation avec la vitesse de sortie nominale pour représenté le cas de vitesse fixe.

Finalement, certaines conditions hors nominal seraient potentiellement dommageables pour les composantes, et des limites additionnelles ont été ajoutées pour éviter que l’optimisateur ne pousse l’opération dans ces régions. Par exemple, dans le cas d’opération à vitesse variable, il s’avère intéressant de réduire au maximum la vitesse de sortie tout en gardant un TIT élevé. Ceci entraîne toutefois deux enjeux, soit que le compresseur se retrouve très près de la ligne de surpression du compresseur (*surge line*), ou que la température d’entrée du récupérateur devient

trop élevée. Une limite est donc imposée sur la marge de surpression (*surge margin*) et sur la température d'entrée récupérateur de chaleur. À noter également que le TIT hors nominal est limité à celui imposé pour le cycle nominal dans tous les cas, et que les cas d'urgence requérant une surpuissance ou une survitesse ne sont pas évalués.

5.2 Validation du modèle

Afin de valider l'intégration des modèles pour prédire les efficacités hors nominal, les prédictions pour des moteurs de référence sont comparées aux données disponibles. Les mêmes moteurs que pour l'évaluation du cycle nominal, soit le C250 de Capstone et le PT6A de Pratt & Whitney Canada (PWC), sont utilisés comme moteurs de référence. Les données de référence du Capstone C250 proviennent du manufacturier [18], tandis que les données pour le PT6A proviennent du manuel du pilote pour un PC-12 NG au niveau du sol (avion équipé d'un PT6A-67P) [6].

Les résultats de modélisation à charge partielle sont obtenus par l'intermédiaire des cartes de composantes ayant des dimensions caractéristiques similaires aux moteurs de validation, tous provenant de la collection de GasTurb [57]. Le tableau 5 présente les références ainsi que le point nominal de la carte sélectionné pour la mise à l'échelle (coordonnée auxiliaire β , vitesse relative N_{rel} , efficacité nominale η_{is} , et le rapport de pression au compresseur CPR). Pour réaliser les calculs, une marge de surpression d'un minimum de 10% est imposée, et pour le cycle récupéré du C250, une valeur limite de 923 K est appliquée pour la température d'entrée du récupérateur (comparé à une température au point nominal de 900K).

Tableau 5 – Cartes de composantes utilisées pour le modèle du C250 et PT6A, mises à l'échelle selon la valeur au point nominal sélectionné

Moteur	Type de composante	Référence	Point nominal			
			β	N_{rel}	η_{is}	PR
C250	Compresseur radial	NASA, 1977 [62]	0.7	0.95	82.5	5.0
	Turbine radiale	NASA, 1984 [63]	0.7	1	87.4	4.5
PT6A	Compresseur axial-radial	RR Allison 250	0.6	0.95	80	10
	Turbines axiales (même carte pour les 2 arbres)	US Army, 1968 [64]	0.7	1	86	3.3
			0.6	1	86	2.8

Pour la validation, une comparaison au niveau du sol est d'abord effectuée, suivie de l'évaluation du débit de carburant à charge nul (*idle*), et finalement, une évaluation du modèle en altitude est réalisée pour le PT6A.

5.2.1 Évaluation du modèle avec données au niveau du sol

Les données sont comparées avec les résultats du modèle hors nominal à la figure 5.4, et l'erreur de modélisation en terme de points d'efficacité du cycle est présentée à la figure 5.5. On retrouve une bonne corrélation de la tendance, ayant une erreur absolue d'au maximum 1.5 point d'efficacité pour 30% de charge et plus. Pour le C250, les erreurs à basse charge pourraient être attribuées à un changement de la méthode de contrôle de la vitesse et/ou de la combustion dans ce régime d'opération. Pour le PT6A, il est présumé que les cartes utilisées ne soient pas tout à fait adéquates, et que les composantes perdent plus d'efficacité que prédit à faible charge.

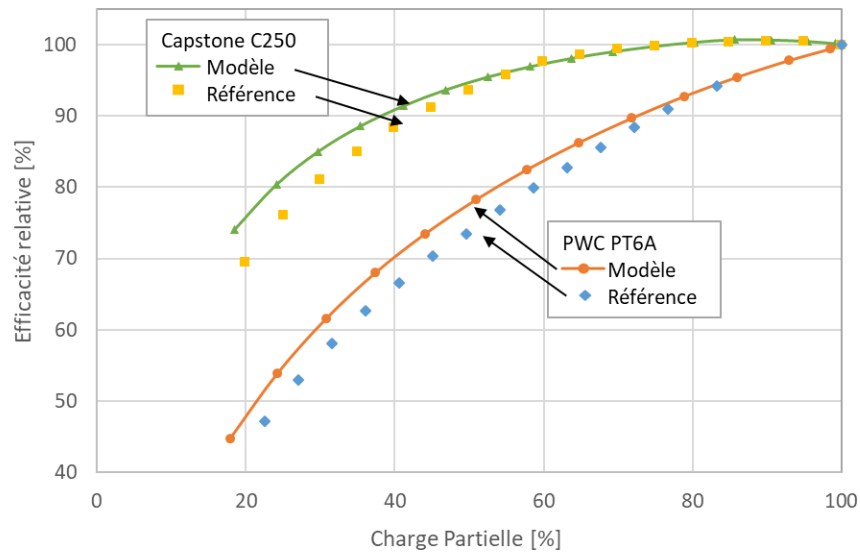


Figure 5.4 – Comparaison entre modèles et données pour l'efficacité relative à charge partielle des moteurs de référence

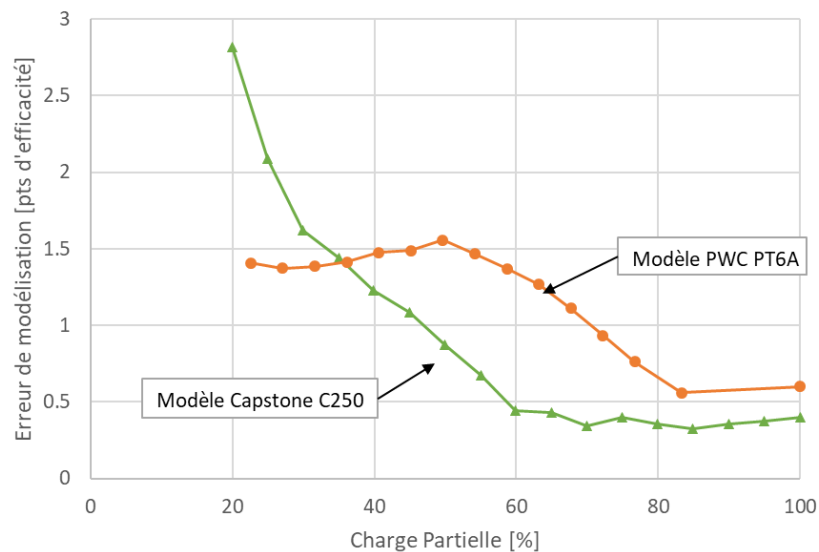


Figure 5.5 – Erreur absolue de l'efficacité prédite par les modèles hors nominaux en fonction de la charge

On remarque aussi sur ces graphiques une différence notable d'efficacité relative entre le cycle récupéré et cycle simple. Le moteur C250, ayant un cycle récupéré à 1 arbre et une vitesse variable, permet de maintenir une efficacité relative au-delà de 95% jusqu'à 50% de charge, contre seulement 85% pour le cycle simple à 2 arbre et vitesse fixe.

5.2.2 Évaluation des données à charge nulle (*idle*)

Le débit de carburant relatif au point nominal est présenté sur la figure 5.6. Les performances sous les 20% de charge ne peuvent être déterminées avec les cartes de composantes originales puisque la vitesse s'avère en dessous des points de mesure. Une extrapolation des cartes est possible, mais les efficacités ne s'avèrent typiquement pas fiables dans ces régions. La valeur à 0% de charge d'une régression linéaire faite sur les données entre 20 et 100% permet toutefois d'estimer le débit de carburant au régime ralenti (*idle*). Pour la référence du PT6A, on retrouve une bonne corrélation avec les données, où le moteur consomme 32% du débit de carburant à pleine charge, soit environ 240 lb/h de kérosène. Dans le cas du C250, aucune donnée n'est disponible pour le débit de carburant au ralenti. La régression polynomiale de second ordre sur les données de référence montre un débit à 0% de charge d'environ 15% de celui à pleine charge. Pour des fins de comparaison, pour un moteur récupéré équivalent au C250 mis à l'échelle à la puissance du PT6A, on obtient un débit de carburant de 69 lb/h, soit 70% de réduction par rapport au moteur à cycle simple. Dans les 2 cas, le modèle dévie à très faible charge et leurs résultats sont donc optimistes dans cette région.

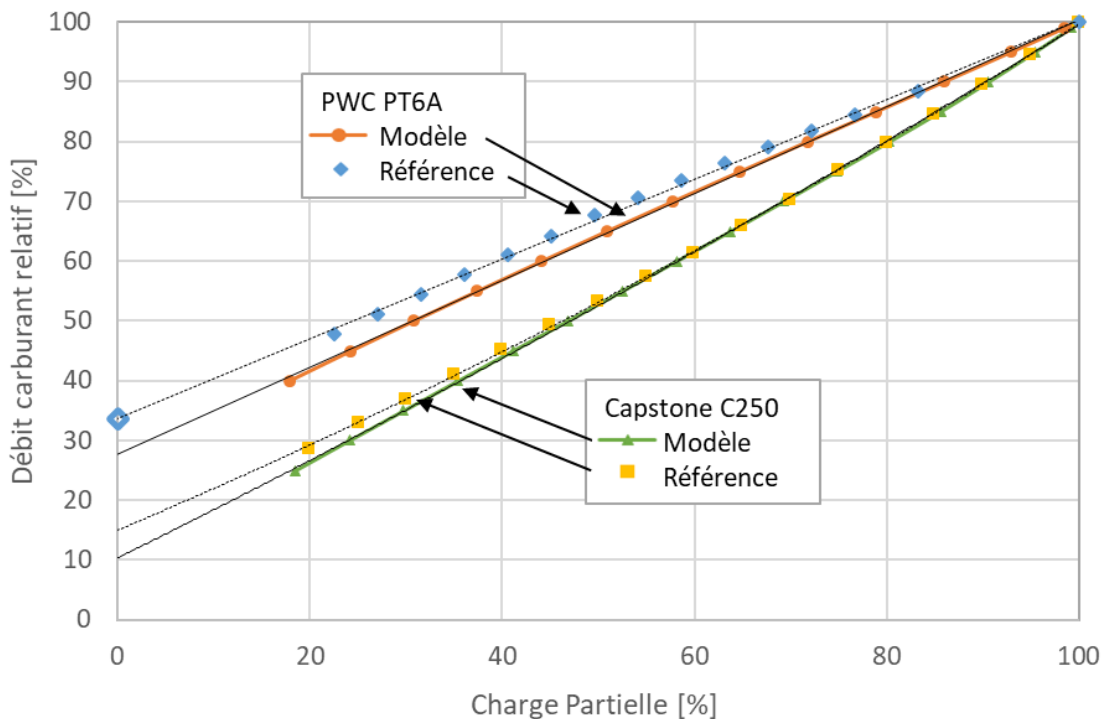


Figure 5.6 – Comparaison entre modèles et données pour l'efficacité relative à charge partielle des moteurs de référence

5.2.3 Évaluation du modèle en altitude

Le modèle permet ensuite d'explorer les performances à charge réduite en altitude. La pression et la température obtenue selon l'atmosphère standard pour une température au niveau du sol de 15°C (ISA+0) sont imposées comme conditions d'entrée et de sortie. La limite de TIT est maintenue constante à 1300 K. Les résultats à 0, 10 000, 20 000 et 30 000 pieds d'altitude sont comparés aux données disponibles à la figure 5.7. À noter que le pourcentage de charge partielle est référencé à la puissance nominale, et non à la puissance disponible à l'altitude donnée.

On remarque que l'efficacité augmente avec l'altitude, ce qui est attribué principalement à la réduction de température et donc du travail spécifique au compresseur. Également, la puissance maximale est réduite, ce qui est attribuable à la réduction de densité et donc du débit massique dans les turbines. Le modèle corréle précisément à 10 000 ft, et sous-estime légèrement l'efficacité à 20 000 et 30 000 ft. L'effet de la compressibilité de l'air à haute vitesse de croisière n'est pas considéré dans le modèle, et le gain en pression totale à l'entrée pourrait affecter légèrement l'efficacité. Pour la puissance, le modèle sous-estime de 5 à 10% la puissance maximale en altitude, ce qui peut être attribué à une limite de TIT légèrement plus élevée dans ces conditions pour les données prises dans le manuel du pilote et le gain en pression totale (donc de débit). À noter également que la vitesse corrigée du compresseur dans ces conditions est supérieure à celle nominale due à la faible densité, ce qui nécessite une faible extrapolation des cartes de compresseur, apportant une source d'erreur additionnelle.

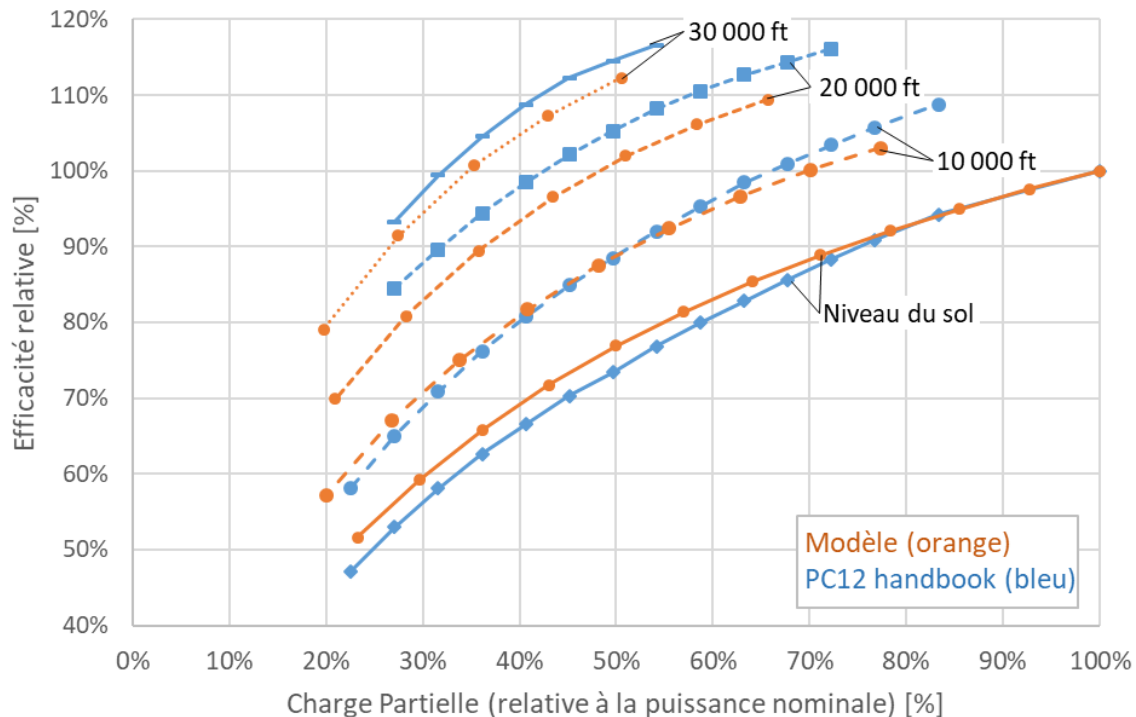


Figure 5.7 – Comparaison entre modèles et données pour l'efficacité relative en altitude du moteur PT6A

5.3 Résultats et discussion

Le modèle développé permet de comparer différentes architectures de turbine, et spécifiquement de prédire les performances attendues de turbines récupérées en opération hors nominal, i.e. à charge partielle au niveau du sol ainsi qu'en altitude. Dans cette section, les performances à charge partielle des 4 architectures et des 2 méthodes de contrôle seront d'abord comparées, suivies ensuite par l'évaluation en altitude de la configuration récupérée la plus prometteuse. Les moteurs sont générés explicitement pour une puissance de 500 kW. Les valeurs sont assumées représentatives pour une plage de 100 à 1000 kW, en dehors desquels les efficacités des composantes devraient être révisées pour obtenir les valeurs exactes.

5.3.1 Comparaison à charge partielle au niveau du sol

Afin de comparer les quatre architectures présentées à la figure 5.1 ainsi que les deux méthodes de contrôle, huit systèmes sont d'abord étudiés au niveau du sol. Les comparaisons sont effectuées à un TIT de 1550 K. Les paramètres de moteurs sélectionnés proviennent du front de Pareto de la figure 4.7, qui illustre les designs optimaux au point de design. Le moteur récupéré à rapport de pression de 8.3 et une efficacité de récupérateur de 82% sont sélectionnés, permettant une architecture à seulement 2 roues de turbine. Pour le cycle simple, le moteur avec un rapport de pression au compresseur de 13 est sélectionné afin de limiter l'architecture à un potentiel de 1 seul étage haute pression et 2 roues de puissances (ces 2 roues sont représentées par une seule carte dans le modèle). Le tableau 6 liste les performances nominales ainsi que les références pour la mise à l'échelle des cartes de performance pour ces deux moteurs. Les quantités thermodynamiques par station de calcul sont présentées à titre de référence pour le cycle récupéré et le cycle simple aux figure 5.8 et figure 5.9 respectivement. La comparaison des efficacités hors nominaux et des efficacités relatives au point nominal sont présentées à la figure 5.10. Sur ces graphiques, 1S et 2S représentent 1 arbre et 2 arbres (*spool*), alors que VS et FS représente vitesse variable et vitesse fixe (*speed*).

Tableau 6 – Performances nominales et références pour la mise à l'échelle des cartes de performance des deux moteurs à un TIT de 1550 K sélectionnés pour comparaison hors-nominale selon les architectures et méthode de contrôle proposé

Moteur	Type de composante	Référence	Point nominal				Performance	
			β	N_{rel}	η_{is}	PR	η_{th}	PWD
HX	Compresseur radial	NASA, 1977 [62]	0.6	1	80	8.3	40%	3.0 kW/kg
1S ou 2S	Turbines axiales	US Army, 1968 [64]	0.7	1	90	2.4		
VS ou FS			0.6	1	88	3.0		
SC	Compresseur axial-radial	RR Allison 250	0.6	0.95	80	13.0	31%	5.3 kW/kg
1S ou 2S	Turbines axiales	US Army, 1968 [64]	0.7	1	90	3.1		
VS ou FS			0.6	1	88	3.8		

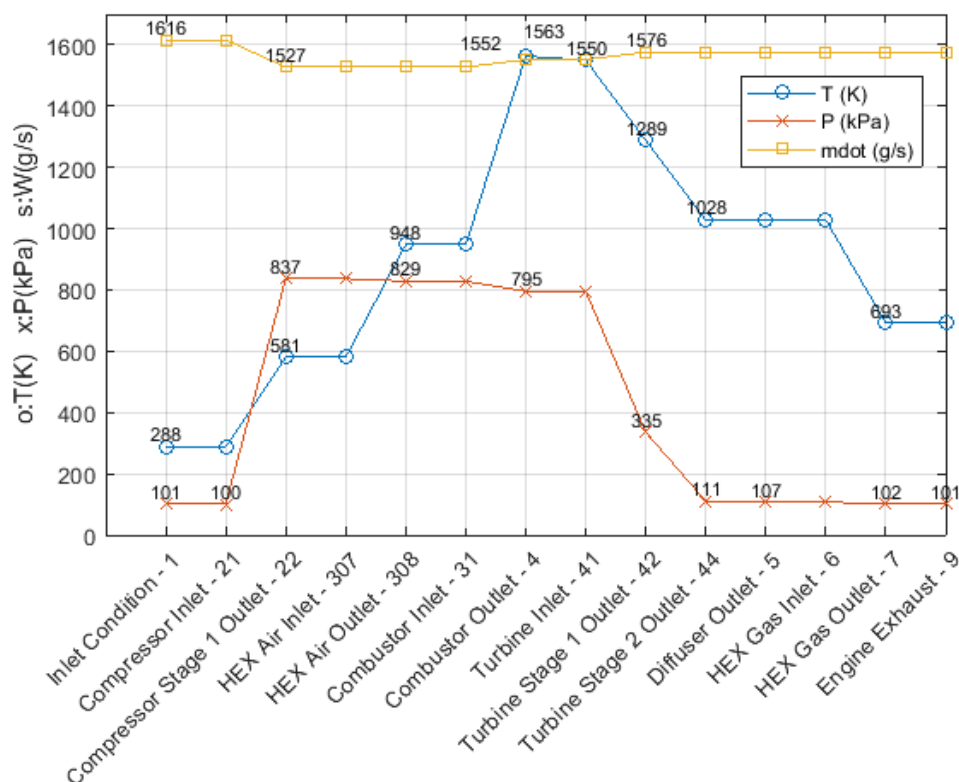


Figure 5.8 – Température, pression et débit massique pour le moteur récupéré à un TIT de 1550 K, rapport de pression de 8.3 et récupérateur de 82%

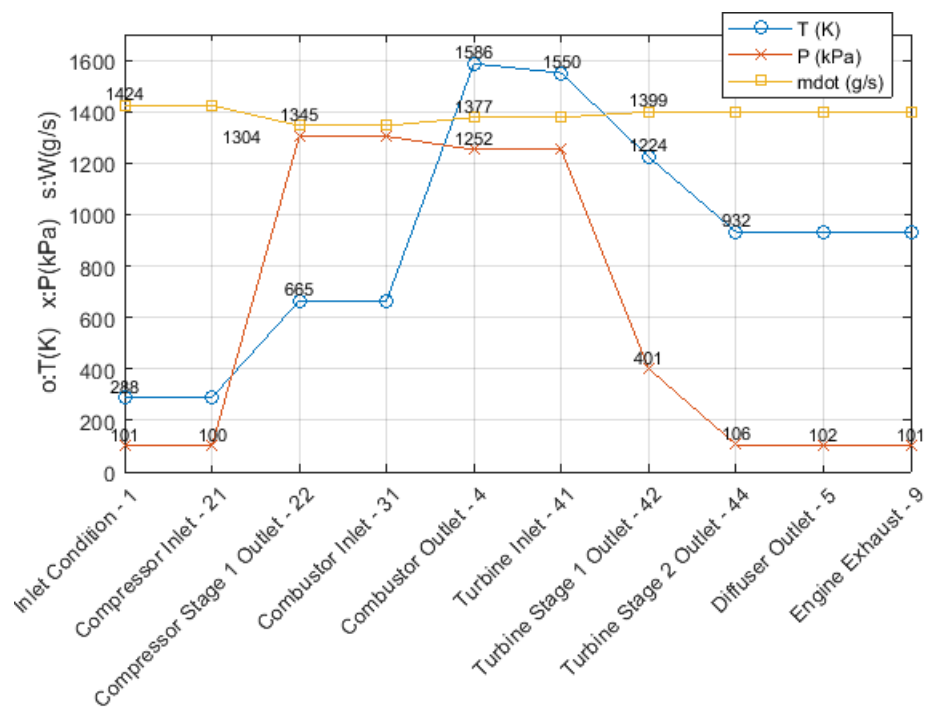


Figure 5.9 – Température, pression et débit massique pour le moteur à cycle simple à un TIT de 1550 K et un rapport de pression de 13.0

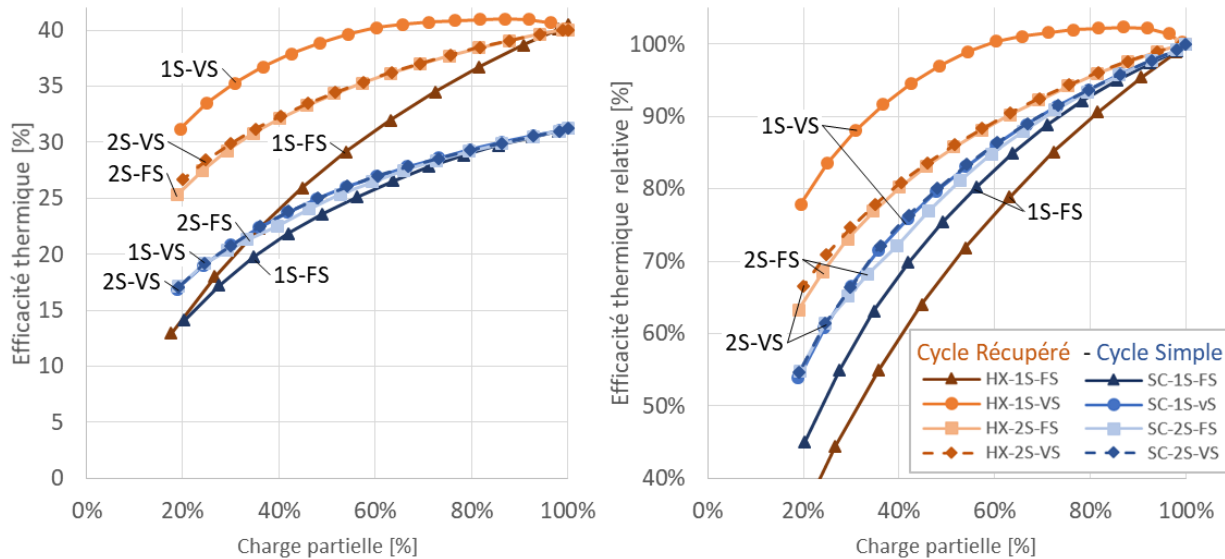


Figure 5.10 – Efficacité thermique et efficacité relative à charge partielle au niveau du sol des 8 configurations de moteurs étudiés

Une configuration se démarque significativement: le moteur récupéré à 1 seul arbre et à vitesse variable (HX-1S-VS). Ce dernier maintient au-dessus de 35% d'efficacité thermique (soit environ 90% d'efficacité relative) jusqu'à 30% de sa charge. Dans cette condition la configuration à cycle simple obtient une efficacité thermique d'environ 21%. La réduction de consommation de carburant du cycle récupéré du type HX-1S-VS versus un cycle simple est donc encore plus marquée pour des opérations soutenues à charge réduite. En effet, on retrouve 22.5% de réduction à pleine charge et 40% de réduction à 30% de charge.

Autrement, en observant les 4 configurations à cycle simple, on remarque que les configurations à 1 arbre à vitesse variable ainsi qu'à 2 arbres à vitesse variable ou fixe ont des performances pratiquement identiques. Ceci explique que la configuration la plus courante commercialement soit à 2 arbres et à vitesse de sortie fixe, permet l'efficacité hors nominal optimale du cycle simple, tout en proposant les avantages de démarrage, d'autorotation (hélicoptère) et la facilité du contrôle à vitesse fixe.

L'avantage en charge partielle du cycle récupéré est attribué principalement à sa capacité à maintenir le TIT élevé sans être pénalisé avec une température élevée en sortie de turbine lorsque le rapport de pression réduit. Cette énergie est ainsi transférée à l'air entrant dans le récupérateur, dans lequel les pertes de charge réduisent et l'efficacité de transfert thermique augmente dans ces conditions à débits massiques réduits. Comme présenté à la figure 5.11, la seule configuration permettant ce TIT élevé est celle à 1 arbre à vitesse variable, puisqu'un arrangement à 2 arbres ne serait pas stable, i.e. il y aurait un surplus de puissance sur l'arbre de compression (*gas generator*). Le TIT nominal est donc maintenu jusqu'à 60% de puissance, due à la limite imposée de 1123 K à l'entrée du récupérateur. Augmenter cette limite permettrait

d'étendre l'efficacité nominale à plus basse charge. Toutefois, il faudrait considérer les durées de vie de toutes les composantes de la section chaudes, qui pourraient nécessiter une réduction du TIT afin de maximiser le temps entre les entretiens, ce qui est effectué commercialement pour le PT6. Finalement, aussi présenté sur la figure 5.11, le cycle récupéré obtient des efficacités de compresseur supérieures à charge réduite dû à son rapport de pression plus faible. On y voit que la version récupérée à 1 arbre et vitesse variable permet d'opérer avec les efficacités optimales en sélectionnant la vitesse idéale pour l'agencement des composantes. Il est possible également de conclure que la configuration à 1 arbre et vitesse fixe performe moins bien principalement par la réduction de l'efficacité du compresseur.

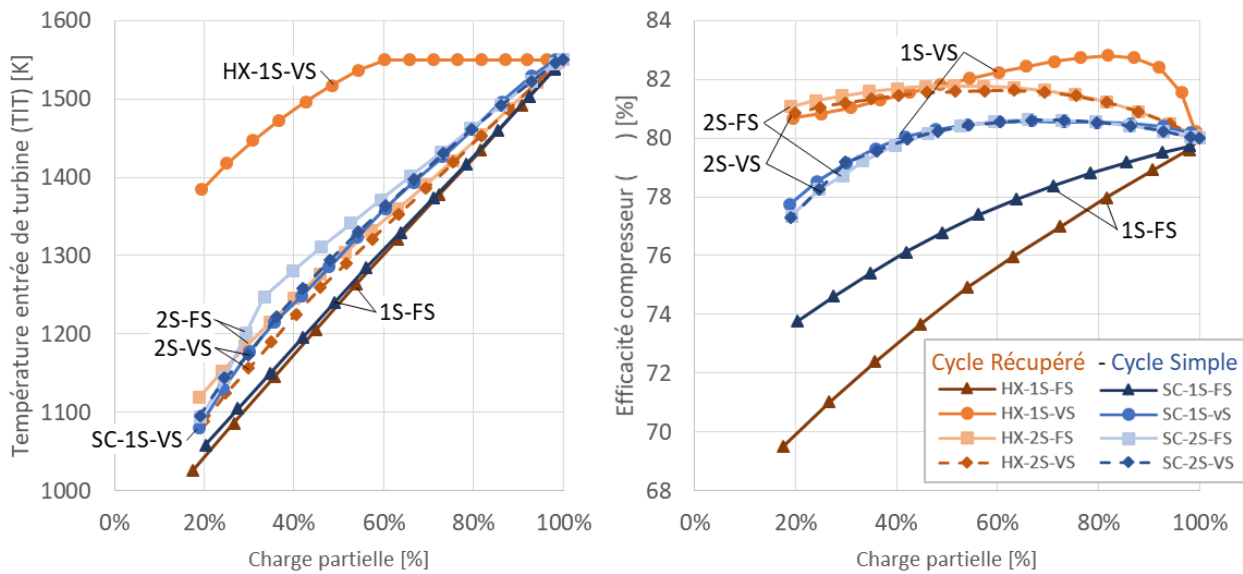


Figure 5.11 – Température d'entrée de turbine (TIT) et efficacité du compresseur ($\eta_{c-is_{tt}}$) des 8 configurations de moteurs étudiés

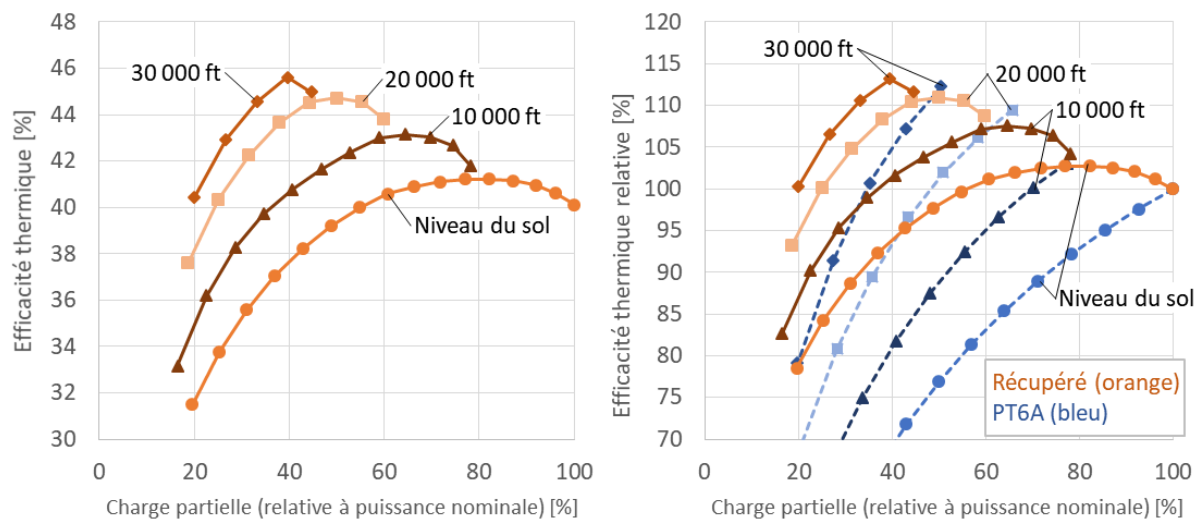
5.3.2 Évaluation du cycle récupéré en altitude

Cette section présente une exploration des performances en altitude afin de cibler les applications les plus pertinentes pour la turbine ICT récupérée. La configuration à 1 arbre et à vitesse variable avec les caractéristiques discutées dans la section précédente est sélectionnée pour cette évaluation.

La figure 5.12 présente les efficacités thermiques ainsi que les efficacités thermiques relatives du moteur récupéré. Afin de les comparer aux moteurs commerciaux, les données de la validation du modèle avec le moteur PT6A de l'avion PC12 de la figure 5.7 sont superposées pour le graphique d'efficacités relatives. Les figures suivantes présentent les informations pertinentes du cycle thermodynamique selon la charge et l'altitude, incluant les vitesses de sortie, les températures d'entrée et de sortie de turbines, rapport de pression au compresseur, ainsi que les efficacités et pertes de charge du récupérateur. À titre indicatif, les points d'opération sont également superposés aux cartes de compresseur et de turbines à l'annexe A.

L'efficacité thermique augmente avec l'altitude de manière comparable au cycle simple, et comme pour l'efficacité au niveau du sol la plage d'efficacité maximales s'étend jusqu'à environ 30% de la charge nominale. Ce plateau d'efficacité en altitude est aussi attribué à la capacité de maintenir le TIT élevé jusqu'à basse charge, grâce à vitesse variable. Comme présenté, la vitesse varie relativement linéairement entre la vitesse nominale à charge maximale jusqu'à environ 70% à basse charge. Dans les cas en altitude, le TIT n'est pas limité par la température d'entrée de compresseur, mais plutôt par la marge de surpression imposée. À noter que pour permettre les solutions à 20 000 et 30 000 ft, la marge de surpression a été réduite à 5% (comparé à 10% pour le niveau du sol et 10 000 ft). Cette marge est plus faible que les conceptions typiques, mais, assumant que la vitesse est contrôlable par le biais d'une génératrice, le risque d'opérer près de la surpression serait acceptable.

La puissance maximale atteignable en altitude pour un TIT fixé est toutefois inférieure d'environ 5% de la puissance nominale à ce qui est attendu en cycle simple. Ceci est attribué aux pertes de charge dans le récupérateur. Comme présentées sur la figure 5.14, les pertes de charge sont pratiquement identiques aux différents paliers d'altitude. Toutefois, ces pertes atteignent 16% en relatif à la pression du cycle à 30 000 ft, réduisant ainsi significativement le rapport de pression de détente dans les turbines entraînant ainsi une réduction de puissance disponible. Considérant que le débit volumique est maintenu, peu importe l'altitude, la vitesse dans le récupérateur est également maintenue, il n'est donc pas surprenant que les pertes soient ainsi prédites. Pour l'efficacité de cycle, les pertes de charge sont contrebalancées avec une augmentation considérable de l'efficacité thermique du récupérateur due à une réduction de débit massique, atteignant 87% à 30 000 ft (pour une efficacité nominale de 80%).



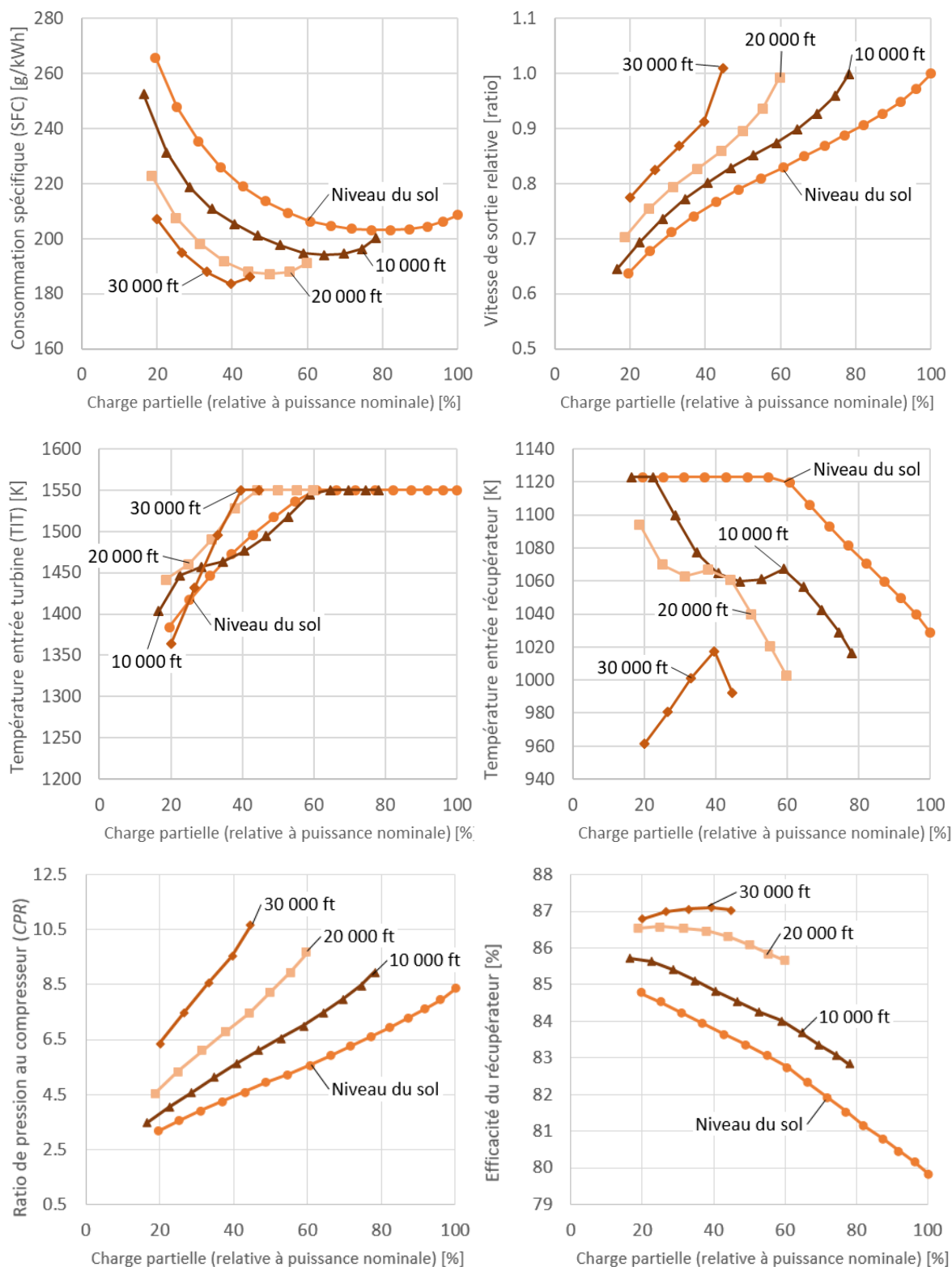


Figure 5.13 – [De gauche à droite et de haut en bas] Consommation spécifique pour du kérosène (43 MJ/kg), vitesse relative de l'arbre, température d'entrée de turbine (TIT), température d'entrée du récupérateur (TIT), rapport de pression au compresseur et efficacité du récupérateur pour la ICT récupérée en altitude

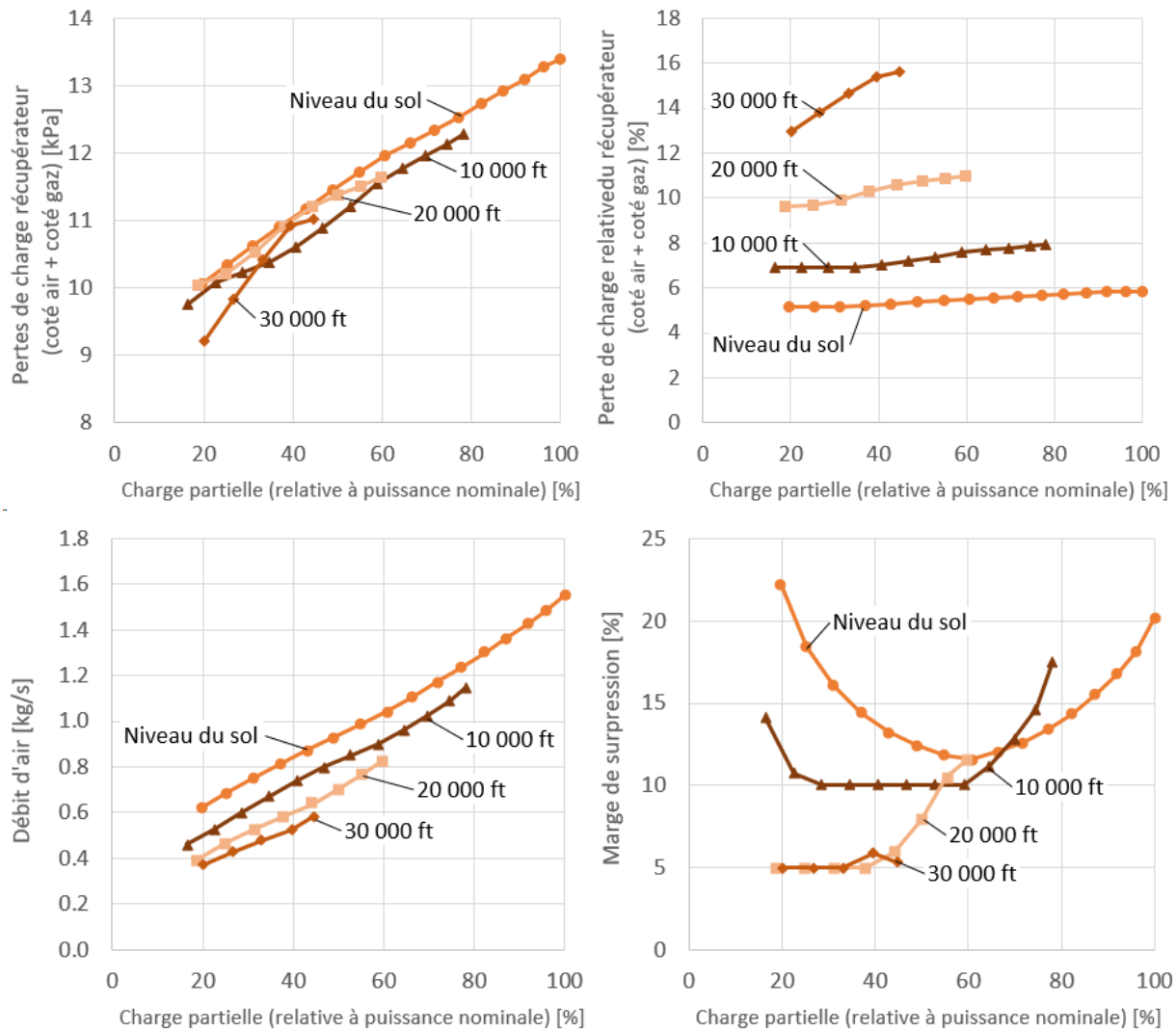


Figure 5.14 – [De gauche à droite et de haut en bas] Pertes de charge du récupérateur absolues et relatives (somme du côté air et côté gaz), débit d'air et marge de surpression (*surge margin*) pour la ICT récupérée en altitude

On peut ainsi conclure que le cycle récupéré à vitesse variable et un seul arbre (HX-1S-VS) représente une configuration d'intérêt pour la réduction de carburant de turbine sous 1000 kW. En comparaison avec une turbine en cycle simple à un TIT équivalent, une réduction de consommation de carburant significative est attendue à pleine charge (~20%), et double pratiquement à faible charge (>40%). En haute altitude, cette configuration permet des augmentations similaires au cycle simple en termes d'efficacité, toutefois, une pénalité allant jusqu'à 10% de puissance maximale à 30 000 ft est attendue dû à l'augmentation relative des pertes de charges dans le récupérateur. Dans des applications opérant à de telles altitudes, il serait nécessaire de revoir l'optimisation du cycle en incluant les performances hors nominal afin de réduire cette pénalité dû au récupérateur.

CHAPITRE 6 ÉVALUATION VÉHICULE

L'évaluation de performance détaillée d'appareils aéronautiques peut s'avérer très complexe. Selon l'objectif d'évaluer l'impact du choix de motorisation sur la consommation de carburant et sur la charge utile du véhicule, un modèle approximatif basé sur les performances en croisière est proposé. Afin d'évaluer l'impact sur deux types d'appareil existants, l'avion Pilatus PC-12 NG à simple turbopropulseur et l'hélicoptère Bell 429 à doubles turbomoteurs sont étudiés.

6.1 Méthodologie

Selon [36], l'endurance à vitesse de croisière (E) en vol d'un appareil peut être reliée à la densité de puissance de la turbine (PWD_{turb}) et à sa consommation spécifique de carburant nominal (SFC_{OnD}) en se basant sur le poids de carburant et du moteur disponible pour la mission. Afin d'évaluer également la variation de la charge utile, les équations sont adaptées pour inclure un paramètre de proportion de charge utile. On définit ainsi la proportion de masse ($WtFrac$) attribuée au poids (Wt) de carburant ($fuel$), du moteur ($turb$) et de la charge utile ($payload$) référencé sur le poids au décollage ($GTOW$), le facteur de chargement ($PW_{loading}$), la puissance nominale (PW_{OnD}), le ratio de puissance en croisière (rPW_{Cruise}) et l'efficacité relative en croisière ($r\eta_{Cruise}$) ainsi qu'un facteur d'ajustement représentant la montée et la descente (f_{flight}), pour en déduire les relations suivantes :

$$E [h] = \frac{Wt_{fuel} [kg]}{PW_{Cruise} [kW] \cdot SFC_{Cruise} \left[\frac{kg}{kWh} \right]} \quad (6.1)$$

avec

$$PW_{Cruise} = PW_{OnD} \cdot rPW_{Cruise} \cdot f_{flight}$$

$$SFC_{Cruise} = SFC_{OnD} \cdot r\eta_{Cruise}$$

$$PW_{OnD} = Wt_{turb} \cdot PWD_{turb}$$

$$PW_{loading} = GTOW / PW_{OnD}$$

$$GTOW \cdot WtFrac_{f+t+p} = Wt_{fuel} + Wt_{turb} + Wt_{payload}$$

$$GTOW \cdot WtFrac_p = Wt_{payload}$$

On obtient ainsi l'équation (6.2) qui relie l'endurance, la densité de puissance et la consommation à seulement quelques paramètres du véhicule, soit son facteur de chargement, ses proportions de masses et ses performances de turbine hors nominales :

$$E = \frac{PW_{loading} \cdot (WtFrac_{f+t+p} - WtFrac_p) - 1/PWD_{turb}}{\frac{rPW_{Cruise} \cdot f_{flight}}{r\eta_{Cruise}} \cdot SFC_{OnD}} \quad (6.2)$$

L'équation (6.2) est alors utilisée pour créer deux types de cartes de performance. La première utilise une série de combinaison entre la consommation et de densité de puissance pour calculer dans une troisième dimension l'endurance de l'appareil. Une deuxième carte de performance fixe l'endurance et vient obtenir la proportion de charge utile pour ces mêmes combinaisons. Dans le cas où les paramètres du véhicule sont constants, les résultats peuvent être superposés avec les fronts de Pareto obtenu à la figure 4.7. À noter que le carburant est assumé être du kérosène avec une densité de 0.81 g/cc et une valeur calorifique de 43 MJ/kg.

6.2 Validation du modèle

Pour les deux appareils sélectionnés, les spécifications des véhicules sont utilisées pour évaluer l'endurance prédite par le modèle. Dans les deux cas, la condition d'endurance à une capacité de carburant maximale et au poids au décollage maximal est utilisée. La validation présentée au tableau 7 a permis de calibrer le facteur d'ajustement pour le PC-12 à 1.35 pour une erreur résiduelle de 2%, et on obtient une erreur de 7% pour le Bell 429 sans facteur de correction. Ce facteur d'ajustement est nécessaire pour le PC-12 afin de compenser pour la consommation plus élevée lors de la montée jusqu'à 30 000 ft.

6.3 Résultats et discussion

L'utilisation du modèle permet ainsi d'évaluer le gain en performance d'un appareil selon la technologie de turbine employée, soit l'augmentation du TIT et l'introduction du récupérateur de chaleur. En utilisant les paramètres du tableau 7 pour chacun de ces deux appareils sur une plage de densité de puissance entre 1 et 7 kW/kg et une plage d'efficacité nominale de 20 à 50%, on obtient des isocontours de performances qui sont ensuite superposées aux courbes de moteurs optimaux de la figure 4.7. Pour ces comparaisons, l'efficacité relative en croisière est assumée identique pour tous les moteurs. Comme discuté au chapitre 5, les performances hors nominal du cycle récupéré s'avèrent significativement meilleures qu'en cycle simple seulement pour la configuration à un arbre et à vitesse de sortie variable. Considérant que les véhicules évalués utilisent des architectures à deux arbres avec turbine de puissance libre, la variation d'efficacité relative serait très faible entre les différents moteurs, et les efficacités relatives en croisière du véhicule de référence sont utilisées, soit de 115% pour le PC12-NG et 88% pour le BH429 (tableau 7). La perte de puissance due au récupérateur à haute altitude est ici négligée, et un surdimensionnement serait possiblement nécessaire pour obtenir les vitesses de croisière du PC12-NG avec un moteur récupéré.

Tableau 7 – Validation du modèle simplifié d'endurance pour l'avion PC12-NG et l'hélicoptère Bell 429

Spécifications Véhicules	Unité	Variable	PC12-NG [65]	Bell 429 [66]
Référence d'opération			10430 lbs @ 30000 ft	7000 lbs @ 4000 ft
Distance de vol	km		2800	780
Vitesse de croisière	km/h		416	239
Poids au décollage	kg	$GTOW$	4740	3182
Charge utile	kg	$Wt_{payload}$	454	487
Carburant utile	kg	Wt_{fuel}	1226	664
Durée du vol	h		6.73	3.26
Spécifications Turbines	Unité	Variable	PT6A [23]	PW207 [23]
Puissance nominale	kW	PW_{OnD}	931	955
Poids moteurs	kg	Wt_{turb}	218	215
Efficacité nominale	%	η_{OnD}	25.5	25.2
Paramètres du modèle	Unité	Variable	PC12-NG	Bell 429
Facteur de chargement	kg/kW	$PW_{loading}$	5.09	3.33
Proportion carburant + moteur + charge utile	%	$WtFrac_{f+t+p}$	40.0	43.0
Proportion charge utile	%	$WtFrac_p$	9.6	15.3
Densité de puissance	kW/kg	PWD_{turb}	4.27	4.43
Puissance relative croisière	%	rPW_{Cruise}	50	60
Efficacité relative croisière	%	$r\eta_{Cruise}$	115*	88*
Facteur d'ajustement	ratio	f_{flight}	1.35**	1.0
Consommation spécifique nominale	kg/kWh	SFC_{OnD}	0.328	0.332
Résultat du modèle	Unité	Variable	PC12-NG	Bell 429
Durée de vol prédite	h	E	6.83	3.06
Erreur relative de durée	%		1.5	-6.6

* Efficacités hors nominale selon données de la figure 5.7

** Facteur d'ajustement nécessaire seulement pour le PC12 afin de compenser pour la consommation plus élevée lors de la montée jusqu'à 30 000 ft

Le type d'appareil à voilure fixe comme le PC-12 se retrouve à être un excellent appareil pour l'utilisation du cycle récupéré avec la ICT. La figure 6.1 présente la durée de vol maximale pour une charge utile constante de 454 kg, ce qui laisse une masse totale de carburant et de moteur fixe. Par exemple, un moteur récupéré incorporant la ICT avec un TIT de 1550 K permettrait d'augmenter la distance de vol maximal de l'appareil de 45% par rapport au PT6A actuel, et ce malgré l'augmentation du poids du moteur. La masse de carburant pour ce vol significativement plus long est donc légèrement plus faible (8% réduction). Dans le cas où la durée de vol est fixée à 7h (environ 2800 km) et que la capacité de charge est variée, on obtient les courbes présentées à la figure 6.2. Pour les mêmes moteurs comparés, une réduction de la consommation de carburant de 37% est attendue, se traduisant en une augmentation de la charge utile de 86%, permettant d'augmenter le nombre de passagers lors de ces trajets en plus de réduire les coûts en carburant. On remarque aussi que pour ces longs trajets, pour des moteurs à TIT équivalent, le cycle récupéré amène un gain notable par rapport au cycle simple. Les gains avec un cycle simple à un TIT de 1550K par rapport au PT6A se retrouvent avec des gains à mi-chemin de ceux mentionnés précédemment pour le cycle récupéré à 1550K. Évidemment, afin de déterminer les avantages exacts, une évaluation plus détaillée de la mission serait nécessaire. Le moteur récupéré pourrait s'avérer davantage intéressant puisque des sections de vol sont typiquement opérées à très faible charge, notamment le taxi, mais aussi la majorité de la descente, condition à laquelle une réduction de la consommation de carburant de plus de 70% est envisagée.

Il serait également intéressant de considérer le moteur récupéré à 1 arbre et vitesse variable spécialement pour le cas d'un avion du type du PC-12. Une réduction de l'altitude de croisière se traduit typiquement à une efficacité de moteur plus faible. Ceci pourrait être évité avec le moteur récupéré à 1 arbre, et permettre des opérations efficaces à basse altitude, d'intérêt particulier pour les courts vols d'environ 1 heure qui sont une utilisation très typique du PC-12. De plus, la vitesse plus faible de l'arbre de sortie pourrait se traduire en réduction notable du bruit provenant de l'hélice.

L'évaluation pour un hélicoptère du type Bell 429 montre l'impact d'un facteur de chargement plus faible, soit de 3.3 kg/kW versus 5 kg/kW pour le PC12. Il en résulte une importance accrue de la densité de puissance. Tout de même, comme présentée à la figure 6.3 pour une charge utile constante, la version récupérée de la ICT à 1550K proposée apporte 35 % d'augmentation sur la distance de vol maximale tout en apportant 15% de réduction de carburant sur ce vol. Autrement, selon la figure 6.4, pour une distance de vol de 780 km (3h à la vitesse de croisière), on retrouve une réduction de 37% de la consommation de carburant, se traduisant par une augmentation de la charge utile de 27%. Il est intéressant de noter que la configuration à cycle simple à 1550K apporterait approximativement le même gain en distance de vol et en gain de charge utile, en apportant par contre une réduction de seulement 16% en consommation de carburant.

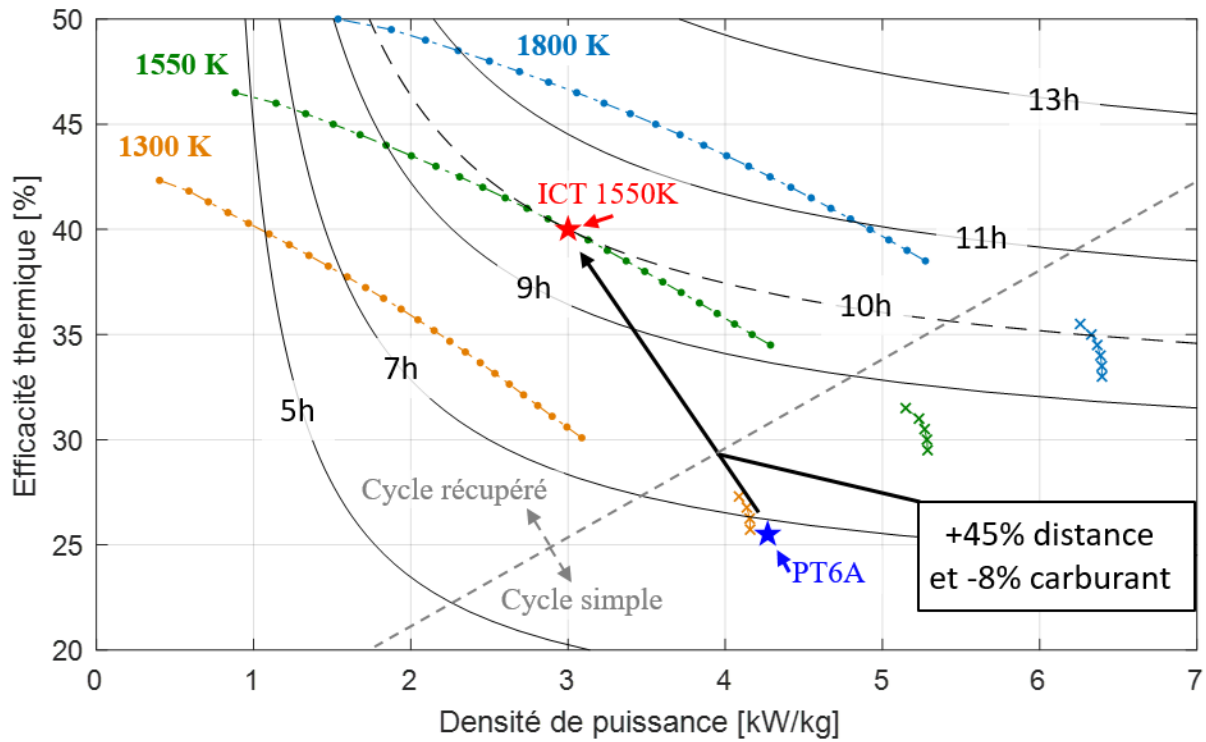


Figure 6.1 – Carte d’endurance pour le PC12-NG à charge utile constante (454 kg)

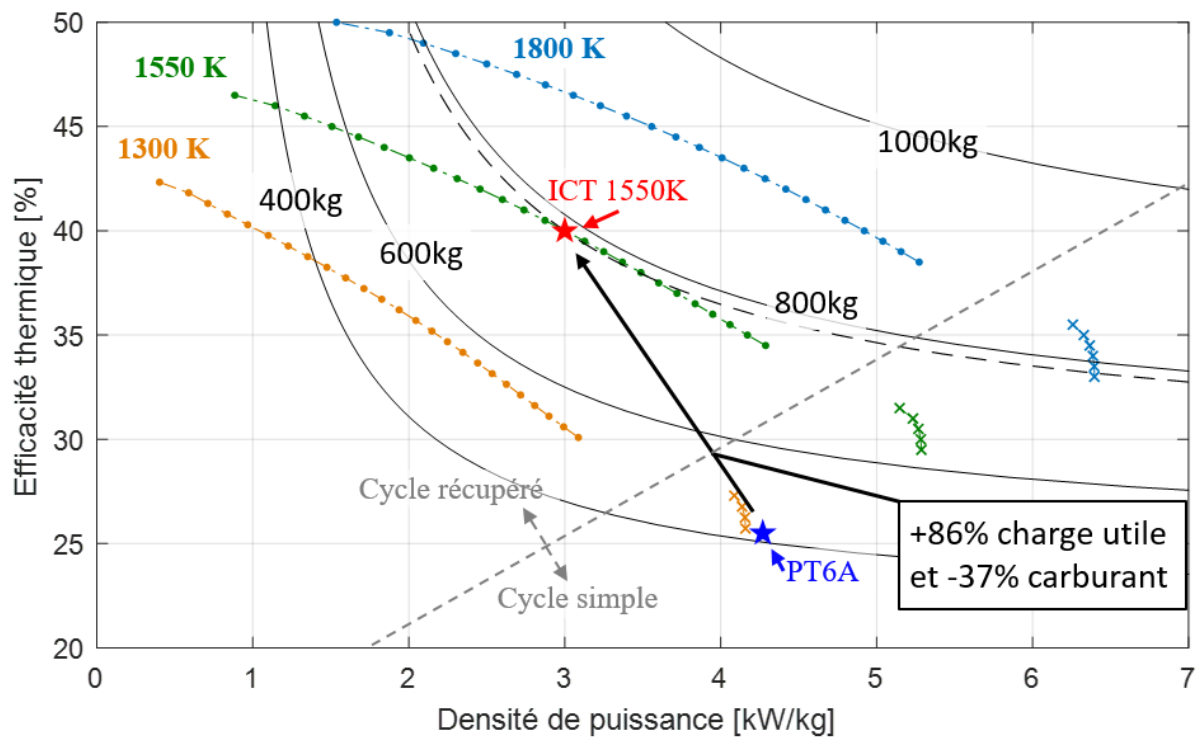


Figure 6.2 – Carte de charge utile pour le PC12-NG pour un vol d’une durée de 7h (2800 km)

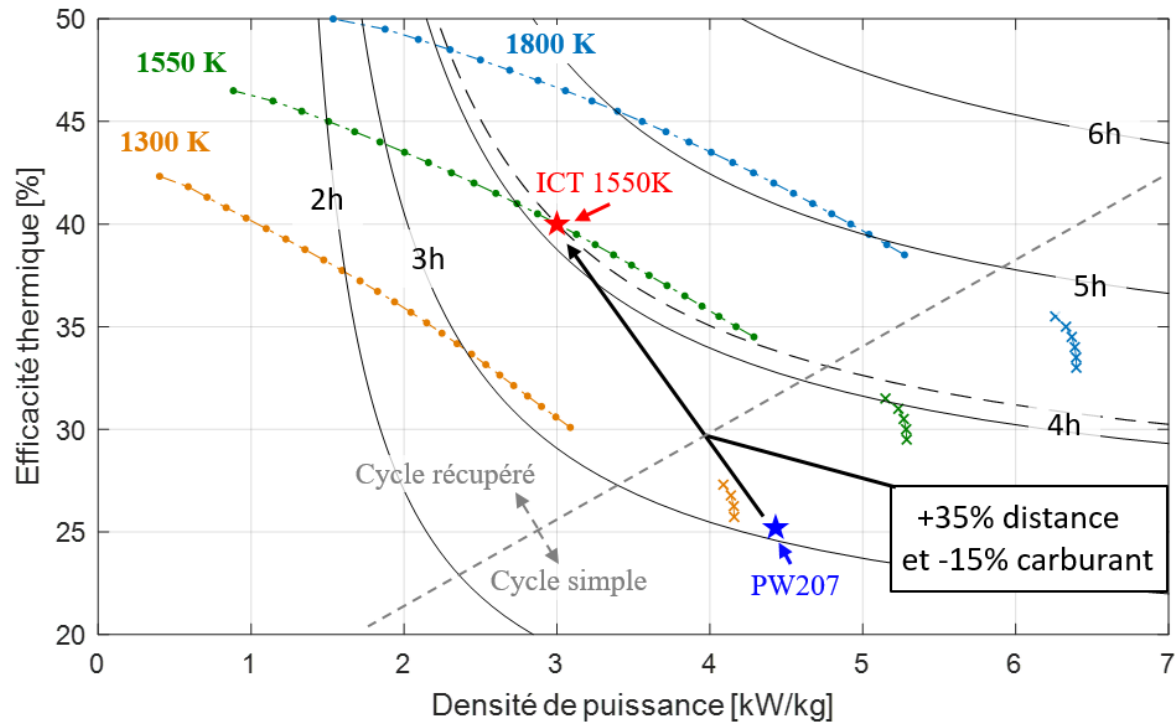


Figure 6.3 – Carte d'endurance pour le Bell 429 à charge utile constante (487 kg)

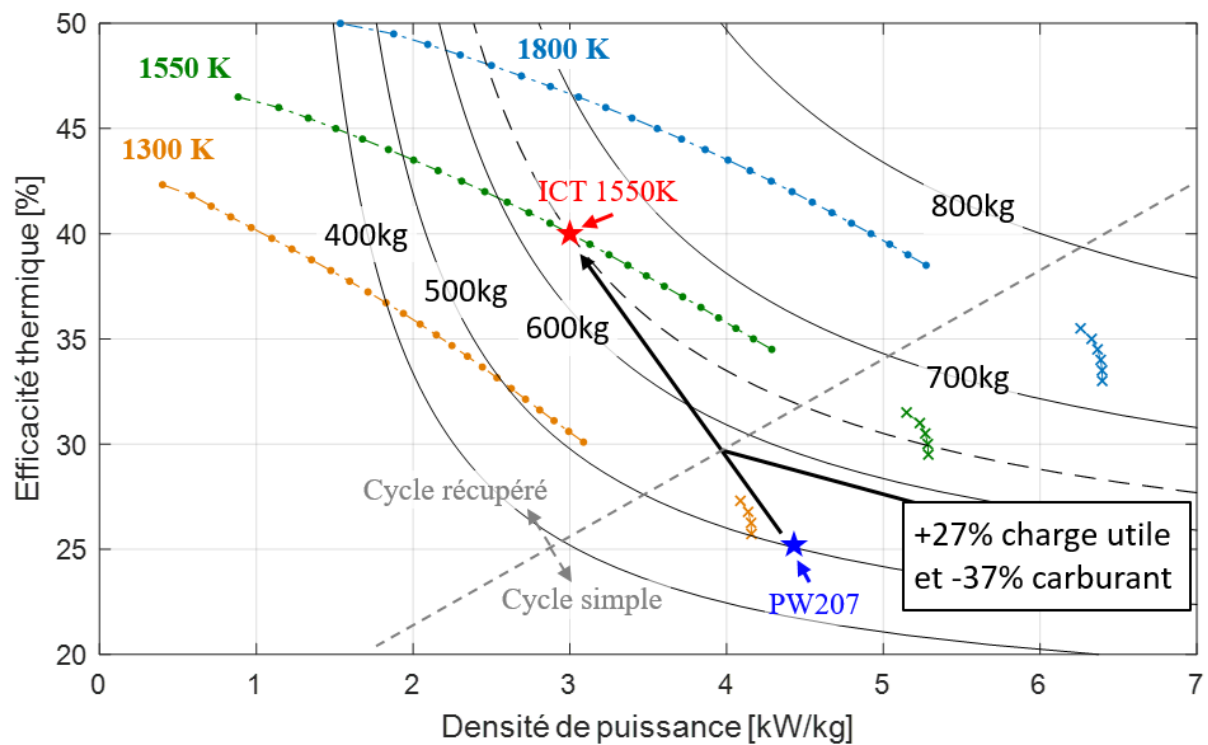


Figure 6.4 – Carte de charge utile pour le Bell 429 sur un vol de 3h (780km)

Une électrification de ces appareils pourrait amener des avantages opérationnels et de capacité intéressants. Il est important de réaliser par contre que les quantités d'énergie nécessaire resteront très élevées, et qu'une solution uniquement à batterie ne pourrait pas réaliser les missions discutées ici. L'énergie mécanique à l'hélice donne une bonne indication de l'énergie nécessaire pour la configuration électrique. Pour la mission de référence de ces appareils, le vol d'environ 7h du PC12 as consommé approximativement 3150 kWh (11.2 GJ) de travail mécanique, et 1760 kWh (6.4 GJ) pour le vol d'environ 3h du BH429. À une densité énergétique de 400 Wh/kg, densité estimée pour les cellules de lithium-ion en 2030 [67], il faudrait environ 8000 kg et 4000 kg de batterie pour ces missions du PC12 et du BH429 respectivement, ce qui est largement supérieur au poids complet des appareils. Il serait donc plus adéquat pour ces missions d'utiliser des architectures hybrides avec turbines, nécessitant alors un turbogénérateur efficace.

En plus du gain notable en efficacité nominale, il est attendu que le gain en charge partielle d'un turbogénérateur à cycle récupéré et vitesse variable serait non négligeable sur l'opération et l'optimisation d'un véhicule hybride à décollage vertical (eVTOL). Ce type de moteur permettrait des véhicules avec des rapports plus importants entre la puissance maximale et celle de croisière sans le recours à des quantités de batteries élevées. Ceci pourrait également entraîner de revoir l'altitude de croisière optimale des appareils. Considérant le nombre de variables affectant la sélection optimale de configuration d'appareils hybrides et de leur opération, une étude approfondie est recommandée afin de déterminer adéquatement les avantages de la technologie ICT récupérée pour ce secteur émergent.

CHAPITRE 7 CONCLUSION

L'objectif du travail présenté était de mieux comprendre le potentiel de la turbine en céramique en compression (ICT) pour une utilisation dans un cycle récupéré pour des applications aéronautiques. Pour réaliser ce travail, la masse de différentes configurations du moteur ont été étudiées, ainsi que leur performance en terme de rendement de la conversion chimique-mécanique (efficacité thermique), autant sur le point de conception nominal que sur son opération hors nominal à charge partielle.

La littérature sur les turbines à gaz récupérées pour l'aéronautique est très limitée. Seulement quelques exemples ont été évalués et un seul appareil a fait un test en vol, à bord d'un hélicoptère. Au niveau du sol, pour des systèmes de génération de puissance, il existe des microturbines pour la génération électrique sous les 1000kW proposant des efficacités supérieures aux turbopropulseurs et turbomoteurs conventionnels en opérant en cycles récupérés et à faibles rapports de pression. Leur performance à charge partielle est intéressante en utilisant des vitesses variables, mais leur performance en altitude n'est pas connue. Le plus gros enjeu pour l'aéronautique est la masse des microturbines récupérées existantes, qui est présumée significativement trop lourde par rapport aux moteurs aéronautiques. L'augmentation de la température d'entrée de turbine (TIT) est donc de mise pour ces applications, augmentant rendement du cycle et densité de puissance du même coup. La turbine en céramique en compression (ICT) a été sélectionnée comme technologie permettant d'augmenter le TIT des turbines de petite taille, et l'impact sur la masse et la consommation de carburant sont ainsi discutés dans les travaux.

La nouveauté de la modélisation se base sur l'intégration d'un modèle de récupérateur de chaleur unidimensionnel qui permet le dimensionnement du cœur du récupérateur et d'évaluer les performances thermiques et les pertes de charge dans toutes les conditions d'opération. Selon l'épaisseur des murs et autres dimensions déterminées, la masse du cœur du récupérateur est donc dérivée, à quoi est ajoutée la masse estimée de la structure et des collecteurs. Ce modèle thermique et massique est validé avec les données disponibles sur le récupérateur de la microturbine Capstone C250. Cette masse est ensuite ajoutée à la masse de turbines à gaz existantes ajustées pour le débit massique recherché afin d'obtenir la masse du système.

Le modèle thermodynamique développé se base sur les équations classiques des turbines à gaz afin de résoudre le cycle en régime établi. Celui-ci effectue pour chaque station du cycle les calculs thermodynamiques basés sur l'enthalpie et l'entropie des propriétés de gaz réel, incluant le changement de composition assumé pour une combustion complète. Les pertes spécifiques à la ICT sont également introduites, soit les pertes dues au refroidissement de l'anneau de carbone et la friction en périphérie de ce dernier. L'approche du modèle de récupérateur unidimensionnel permet des calculs rapides de la performance du récupérateur et peut donc être implémentée à

même la résolution thermodynamique. Certaines estimations sont initialement données, et un optimisateur multivariable est utilisé afin de faire converger les boucles de calculs thermodynamiques et obtenir les performances du cycle complet.

Des outils d'optimisation numérique sont ensuite utilisés afin d'obtenir la configuration avec les meilleurs compromis. Ces outils se résument en trois étapes: la première est l'exploration de l'espace de conception avec des expériences numériques (DoE). Par la suite, les données générées sont modélisées avec des métamodèles afin de capturer les tendances entre les variables et les résultats, et finalement, une optimisation multivariable est effectuée pour en faire ressortir les fronts de Pareto selon les résultats souhaités, ici étant le compromis entre l'efficacité et la densité de puissance.

La modélisation réalisée pour ce mémoire se résume en trois étapes. Premièrement l'opération nominale du cycle thermodynamique et de la masse, ensuite l'opération à charge partielle basée sur des cartes de performances de composants, et finalement une évaluation simplifiée sur les performances de vol de l'appareil selon les performances prédites des différentes configurations de moteurs. L'ensemble de ces travaux permet de déterminer la configuration optimale du moteur pour une application donnée et cibler les enjeux de conceptions limitant les performances.

Les performances nominales sont ainsi développées pour 3 niveaux de TIT, soit la température maximale des turbines métalliques atteignables sans refroidissement (1300 K), la température atteignable à court terme avec les céramiques monolithiques existantes et récupérateurs métalliques pour la configuration ICT (1550 K) et finalement pour l'objectif de température long terme entrevu pour la ICT (1800 K). Un front de Pareto entre l'efficacité thermique et la densité de puissance est généré en faisant varier le rapport de pression ainsi que les géométries du récupérateur de chaleur. Le résultat obtenu montre qu'à un TIT de 1550 K, on obtient une efficacité thermique de 40% en conservant une densité de puissance intéressante de 3kW/kg. Ceci est 3 fois plus léger que pour la même efficacité à 1300 K de TIT, ou autrement 33% plus efficace que le cycle à 1300K à cette densité de puissance. À 1800 K, la turbine pourrait obtenir jusqu'à 5 kW/kg à 40% d'efficacité, ou jusqu'à 50% d'efficacité dans les applications moins sensibles à la masse du moteur (sous les 2 kW/kg). Le front de Pareto montre également que le cycle récupéré peut être un avantage de conception permettant la conception du moteur idéale selon l'application en variant simplement la dimension du récupérateur.

En sélectionnant le moteur récupéré optimal précédemment défini au TIT de 1550 K à rapport de pression de 8.3, obtenant 40% efficacité thermique et 3kW/kg, une évaluation hors nominale basée sur les cartes de composantes d'un compresseur centrifuge et de deux étages de turbines axiales est alors réalisée. En comparant différentes architectures, la configuration à un arbre et vitesse variable est idéale pour maximiser l'efficacité en charge partielle. Ce moteur conserve 100% de son efficacité nominale jusqu'à 60% de charge et au-dessus de 90% jusqu'à 30% de

charge. Ceci est largement supérieur aux configurations à cycle simple qui obtiennent au mieux 85% d'efficacité relative à 60% de charge, et 65% d'efficacité relative à 30% de charge. Ce gain est principalement attribué à la maintenue d'un TIT élevé à charge partielle, car la chaleur non détendue peut être efficacement retournée dans le cycle. En altitude, les efficacités relatives sont également très intéressantes, atteignant 115% de l'efficacité nominale à 30000 ft. Toutefois, il est noté que la puissance maximale atteignable à haute altitude est réduite par rapport au cycle simple due à l'augmentation relative des pertes de charge dans le récupérateur, représentant une réduction de puissance maximale d'environ 10% à 30 000 ft.

Finalement, une évaluation du potentiel technologique sur des appareils existants avec motorisation sous les 1000 kW est réalisée. Pour un avion PC-12 NG, appareil à 9 passagers avec une capacité de vol d'environ 2800 km, le moteur ICT récupéré à un TIT de 1550 K permet d'augmenter de 45% la distance maximale de vol pour la même charge utile par rapport à la version commerciale. Par ailleurs, pour réaliser le vol de 2800 km, il serait possible de réduire de 37% la consommation de carburant, augmentant du coup la charge utile de 86%. Dans le cas d'un hélicoptère BH429, la distance et l'endurance sont augmentées de 35% pour une charge utile fixe. Pour un vol d'une durée de 3h, la même réduction de 37% de carburant est obtenue, se traduisant en 27% d'augmentation de la charge utile. Il est également clair que ce type de mission requiert des quantités d'énergie considérables, et qu'avec une densité gravimétrique prédite de 400 Wh/kg pour des batteries lithium-ion en 2030, la masse du stockage énergétique en batteries dépasserait considérablement la masse du véhicule entier (au-delà de 4000 kg de batterie).

Afin de combiner les capacités des appareils existant aux avantages de véhicules électriques, tels la propulsion distribuée ou des arrangements de propulsion permettant le décollage vertical, la configuration hybride sera d'intérêt. Le turbogénérateur ICT récupéré se retrouve alors un excellent candidat pour les appareils hybrides. En incorporant une génératrice, la charge et la vitesse du turbogénérateur peuvent être contrôlées, ce qui permet une utilisation efficace à charge partielle. En plaçant la génératrice directement sur l'arbre de la turbine, on obtient également les densités de puissance maximale pour le système électrique. Grâce au rapport de pression faible du cycle récupéré, seulement que deux roues de turbine sont requises pour la configuration optimale, rendant ainsi la turbomachine plus simple et à moindre coût. Dans une configuration hybride, la charge du turbogénérateur peut aussi être modulée de façon relativement lente, permettant d'éviter des opérations transitoires drastiques qui pourraient amener des enjeux structuraux principalement dans le récupérateur. L'aviation hybride et le marché émergent du *air taxi* créent de nouveau requis pour le système de propulsion, auxquels le turbogénérateur ICT récupéré répond précisément. La poursuite de la modélisation système devrait donc étudier en profondeur ces applications. Une validation et démonstration expérimentalement de la capacité de la ICT permettra également de parfaire l'étude système et éventuellement amener ce moteur sur le marché.

LISTE DES RÉFÉRENCES

- [1] M. Fischer, M. Werber, and P. V. Schwartz, “Batteries: Higher energy density than gasoline?,” *Energy Policy*, vol. 37, no. 7, pp. 2639–2641, Jul. 2009.
- [2] M. D. Moore and B. Fredericks, “Misconceptions of electric propulsion aircraft and their emergent aviation markets,” 2014.
- [3] John Morris | The Weekly Of Business, “Airbus E-Fan Goes Hybrid.” [Online]. Available: <http://aviationweek.com/oshkosh-2016/airbus-e-fan-goes-hybrid>. [Accessed: 18-Jul-2017].
- [4] J. Ribau, C. Silva, F. P. Brito, and J. Martins, “Analysis of four-stroke, Wankel, and microturbine based range extenders for electric vehicles,” *Energy conversion and management*, vol. 58, pp. 120–133, 2012.
- [5] M. van Roode, “Ceramic Gas Turbine Development: Need for a 10Year Plan,” *Journal of engineering for gas turbines and power*, vol. 132, no. 1, p. 011301, 2010.
- [6] PILATUS AIRCRAFT LTD., “Pilot’s operating handbook PC-12/47E, MSN 545.” 27-Jul-2010.
- [7] C. F. McDonald, “Recuperator considerations for future higher efficiency microturbines,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 23, no. 12, pp. 1463–1487, Aug. 2003.
- [8] C. Landry, P. K. Dubois, N. Courtois, F. Charron, M. Picard, and J.-S. Plante, “Development of an Inside-Out Ceramic Turbine,” in *Proc. of the ASME Turbo Expo 2016: Turbomachinery Technical Conference and Exposition*, Seoul, South Korea, 2016, vol. 8, p. V008T23A022.
- [9] N. Kochrad, “Modèle de performance système du cycle thermodynamique récupéré opérant avec une turbine en céramique renversée,” 2017.
- [10] “Pratt & Whitney Canada PT6,” *Wikipedia*. 03-Nov-2017.
- [11] “Pratt & Whitney Canada PW200,” *Wikipedia*. 08-Aug-2017.
- [12] “JetCat SPT 15 RX turbo-Prop engine , 15,0 Kw or 20,6 Hp power out put,” *Model Aircraft Company*. [Online]. Available: <http://modelaircraftcompany.com/newshop/en/home/91-jetcat-spt15-rx-turbo-prop-helicopter.html>. [Accessed: 07-Nov-2017].
- [13] “C30 :: Capstone Turbine Corporation (CPST).” [Online]. Available: <https://www.capstoneturbine.com/products/c30>. [Accessed: 07-Nov-2017].
- [14] “C65 :: Capstone Turbine Corporation (CPST).” [Online]. Available: <https://www.capstoneturbine.com/products/c65>. [Accessed: 07-Nov-2017].
- [15] “Wrightspeed unveils new turbine range extender for medium- and heavy-duty electric powertrains; 30% more efficient than current microturbine generators.” [Online]. Available: <http://www.greencarcongress.com/2015/05/wrightspeed.html>. [Accessed: 09-Nov-2017].
- [16] Capstone Turbine Corporation, “C200,” *Capstone Turbine Corporation (CPST)*, 2016. [Online]. Available: <http://www.capstoneturbine.com/products/c200>. [Accessed: 17-Aug-2016].
- [17] “Delta launches a new Motorsport’s MiTRE system to extend electric range,” *Plugin magazine*, 16-Sep-2016. [Online]. Available: <https://plugin-magazine.com/driving/delta-launches-a-new-motorsports-mitre-system-to-extend-electric-range/>. [Accessed: 07-Nov-2017].

- [18] M. A. Meybodi and M. Behnia, "A study on the optimum arrangement of prime movers in small scale microturbine-based CHP systems," *Applied Thermal Engineering*, vol. 48, no. Supplement C, pp. 122–135, Dec. 2012.
- [19] T. S. Kim and S. H. Hwang, "Part load performance analysis of recuperated gas turbines considering engine configuration and operation strategy," *Energy*, vol. 31, no. 2, pp. 260–277, Feb. 2006.
- [20] E. Onat and G. W. Klees, "A method to estimate weight and dimensions of large and small gas turbine engines," 1979.
- [21] M. T. Tong, I. Halliwell, and L. J. Ghosn, "A computer code for gas turbine engine weight and disk life estimation," in *ASME Turbo Expo 2002: Power for Land, Sea, and Air*, 2002, pp. 111–118.
- [22] M. T. Tong and B. A. Naylor, "An object-oriented computer code for aircraft engine weight estimation," *ASME Paper No. GT2008-50062*, 2008.
- [23] M. Daly and B. Gunston, *Jane's Aero-engines*. Jane's Information Group, 2007.
- [24] J. A. Johnson, "Measuring Conventional and Alternative Exhaust Emissions from a Gas Turbine Engine," University of Kansas, 2012.
- [25] "Capstone Turbine NJCAT Verification." [Online]. Available: <http://www.njcat.org/uploads/newDocs/CapstoneTurbineNJCATVerification110.pdf>. [Accessed: 07-Nov-2017].
- [26] C. F. McDonald, A. F. Massardo, C. Rodgers, and A. Stone, "Recuperated gas turbine aeroengines, part I: early development activities," *Aircraft Engineering and Aerospace Technology*, vol. 80, no. 2, pp. 139–157, 2008.
- [27] C. F. McDonald, A. F. Massardo, C. Rodgers, and A. Stone, "Recuperated gas turbine aeroengines, part II: engine design studies following early development testing," *Aircraft Engineering and Aerospace Technology*, vol. 80, no. 3, pp. 280–294, 2008.
- [28] C. F. McDonald, A. F. Massardo, C. Rodgers, and A. Stone, "Recuperated gas turbine aeroengines. Part III: engine concepts for reduced emissions, lower fuel consumption, and noise abatement," *Aircraft Engineering and Aerospace Technology*, vol. 80, no. 4, pp. 408–426, 2008.
- [29] H. I. H. Saravanamuttoo, G. F. C. Rogers, H. Cohen, and P. Straznický, *Gas Turbine Theory*, 6th ed. Pearson Education Canada, 2008.
- [30] M. van Roode and M. K. Ferber, "Long-Term Degradation of Ceramics for Gas Turbine Applications," in *ASME Turbo Expo 2007: Power for Land, Sea, and Air*, 2007, pp. 305–321.
- [31] M. van Roode, J. R. Price, V. Parthasarathy, D. W. Richerson, and G. A. Graves, "Ceramic Stationary Gas Turbine Program: Monolithic Ceramic Component Development Summary," in *Proc. of the ASME Turbo Expo 2001*, New Orleans, LA, USA, 2001, vol. 4, p. V004T02A001.
- [32] I. Takehara, T. Tatsumi, and Y. Ichikawa, "Summary of CGT302 Ceramic Gas Turbine Research and Development Program," *J. Eng. Gas Turbines Power*, vol. 124, no. 3, pp. 627–635, Jun. 2002.
- [33] N. Courtois *et al.*, "Superalloy Cooling System for the Composite Rim of an Inside-Out Ceramic Turbine," *ASME Turbo Expo 2017: Turbomachinery Technical Conference and Exposition*, p. V008T26A014, Jun. 2017.
- [34] N. Kochrad *et al.*, "System-Level Performance of Microturbines With an Inside-Out Ceramic Turbine," *J. Eng. Gas Turbines Power*, vol. 139, no. 6, pp. 062702–062702–10, Feb. 2017.

- [35] F. Haglind and B. Elmegaard, "Methodologies for predicting the part-load performance of aero-derivative gas turbines," *Energy*, vol. 34, no. 10, pp. 1484–1492, 2009.
- [36] M. J. Vick, "High efficiency recuperated ceramic gas turbine engines for small unmanned air vehicle propulsion," Ph.D. Thesis, Imperial College London, London, UK, 2012.
- [37] M. Sakakida, T. Sasa, K. Akiyama, and S. Tanaka, "300 kW Class Ceramic Gas Turbine Development (CGT 301)," presented at the Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition, The Hague Netherlands, 1994, p. V002T04A011.
- [38] M. V. Roode, M. K. Ferber, and D. W. Richerson, *Ceramic Gas Turbine Design and Test Experience*. ASME Press, 2002.
- [39] F. W. Zok, "Ceramic-matrix composites enable revolutionary gains in turbine engine efficiency," *Am Ceram Soc Bull*, vol. 95, pp. 22–28, 2016.
- [40] M. van Roode, "Ceramic Gas Turbine Development: Need for a 10 Year Plan," *J. Eng. Gas Turbines Power*, vol. 132, no. 1, p. 011301, Sep. 2009.
- [41] R. K. Shah, "Compact Heat Exchangers for Microturbines," *Enhanced, Compact and Ultra-Compact Heat Exchangers: Science, Engineering and Technology*, Sep. 2005.
- [42] D. G. Goodwin, H. K. Moffat, and R. L. Speth, *Cantera: An Object-oriented Software Toolkit for Chemical Kinetics, Thermodynamics, and Transport Processes*. 2018.
- [43] G. P. Smith *et al.*, *GRI-MECH 3.0: optimized mechanism designed to model natural gas combustion*. 2018.
- [44] Capstone Turbine Corporation, "Combined Heat and Power Systems Technology Development and Demonstration 370 kW High Efficiency Microturbine," U.S. Department of Energy, Los Angeles, CA, USA, Technical Report ER-3001334-000-00, Oct. 2015.
- [45] S. S. Colantuoi, "Experimental investigation on small turboprop behaviour under compressor rotating stall for different inlet flow conditions," in *Engine Response to Distorted Inflow Conditions*, Munich, Germany, 1986.
- [46] J. K. Schweitzer and J. W. Fairbanks, "18:1 pressure ratio axial/centrifugal compressor demonstration program," *Journal of Aircraft*, vol. 20, no. 5, pp. 404–410, 1983.
- [47] S. McAllister, J.-Y. Chen, and A. C. Fernandez-Pello, *Fundamentals of Combustion Processes*. New York: Springer-Verlag, 2011.
- [48] J. S. Ewen, F. W. Huber, and J. P. Mitchell, "Investigation of the Aerodynamic Performance of Small Axial Turbines," *J. Eng. Power*, vol. 95, no. 4, pp. 326–332, Oct. 1973.
- [49] R. H. Aungier, *Turbine Aerodynamics: Axial-Flow and Radial-Flow Turbine Design and Analysis*. Three Park Avenue New York, NY 10016-5990: ASME, 2006.
- [50] D. P. Hawn, "Development of a Dynamic Model of a Counterflow Compact Heat Exchanger for Simulation of the GT-MHR Recuperator using MATLAB and Simulink," PhD Thesis, The Ohio State University, 2009.
- [51] Cengel, *Heat & Mass Transfer: A Practical Approach*, 3rd ed. McGraw-Hill Education, 2007.
- [52] E. Utriainen and B. Sundén, "A Comparison of Some Heat Transfer Surfaces for Small Gas Turbine Recuperators," in *Volume 3: Heat Transfer; Electric Power; Industrial and Cogeneration*, New Orleans, Louisiana, USA, 2001, p. V003T01A087.
- [53] "Advanced MicroTurbine System (AMTS): C200 MicroTurbine, Ultra-Low Emissions MicroTurbine," Capstone Turbine Corporation, Los Angeles, California, USA, Technical Report DE-FC26-00CH11058, Mar. 2008.

- [54] D. Rancourt, “Method for the flight path optimization of the electric-powered reconfigurable rotor (EPR2) VTOL concept,” PhD Thesis, Georgia Institute of Technology, 2016.
- [55] B. Treece, P. Vessa, and R. McKeirnan, “Microturbine recuperator manufacturing and operating experience,” presented at the ASME Turbo Expo 2002: Power for Land, Sea, and Air, Amsterdam, The Netherlands, 2002, pp. 1017–1023.
- [56] J. Cai, X. Huai, and W. Xi, “An optimal design approach for the annular involute-profile cross wavy primary surface recuperator in microturbine and an application case study,” *Energy*, vol. 153, pp. 80–89, Jun. 2018.
- [57] J. Kurzke, *Compressor and turbine maps for gas turbine performance computer programs*. 2013.
- [58] J. Kurzke, “How to get component maps for aircraft gas turbine performance calculations,” *ASME paper*, no. 96-GT, p. 164, 1996.
- [59] J. F. Sellers and C. J. Daniele, “DYNGEN: A program for calculating steady-state and transient performance of turbojet and turbofan engines,” 1975.
- [60] H.-G. Münzberg and J. T. Kurzke, *Gasturbinen: Betriebsverhalten und Optimierung*. Springer, 1977.
- [61] “The U.S. Standard Atmosphere 1976.” [Online]. Available: <http://www.pdas.com/atmos.html>. [Accessed: 27-Mar-2019].
- [62] H. A. Klassen, J. R. Wood, and L. F. Schumann, “Experimental performance of a 16.10-centimeter-tip-diameter sweptback centrifugal compressor designed for a 6: 1 pressure ratio,” 1977.
- [63] G. L. Coverse, “Extended parametric representation of compressor fans and turbines. Volume 2: Part user’s manual (parametric turbine),” 1984.
- [64] T. Schober and W. Franklin, “SMALL GAS TURBINE ENGINE COMPONENT TECHNOLOGY-TURBINE. VOLUME I. PHASE I SUMMARY REPORT,” CURTISS-WRIGHT CORP WOOD-RIDGE NJ, 1968.
- [65] Pilatus Aircraft Ltd, “PC-12 NG Just The Facts.” 2013.
- [66] Bell Textron Inc., “Bell 429 Product Specifications.” 2018.
- [67] T. P. Dever *et al.*, “Assessment of Technologies for Noncryogenic Hybrid Electric Propulsion,” 2015.

ANNEXE A – CARTE DE COMPOSANTES

Les cartes de performances ainsi que les résultats du cycle récupéré à 1 arbre et vitesse variable sont présentés aux figures suivantes à titre de référence. La carte compresseur de la NASA, 1977 [62] mis à l'échelle avec les points simulés superposés est d'abord présenté. Ensuite les 2 turbines basées sur la carte US Army, 1968 [64] mises à l'échelle pour chaque cas est montré. Les courbes $\beta=0$ et $\beta=1$ sont assumés être la *choke line* et la *surge line* respectivement. Les ondulations sur les contours d'efficacité sont des artéfacts de la conversion entre les coordonnées β et celle des axes présentés, mais n'affecte pas les calculs puisque la carte originale en coordonnées N_{rel} et β est directement utilisé.

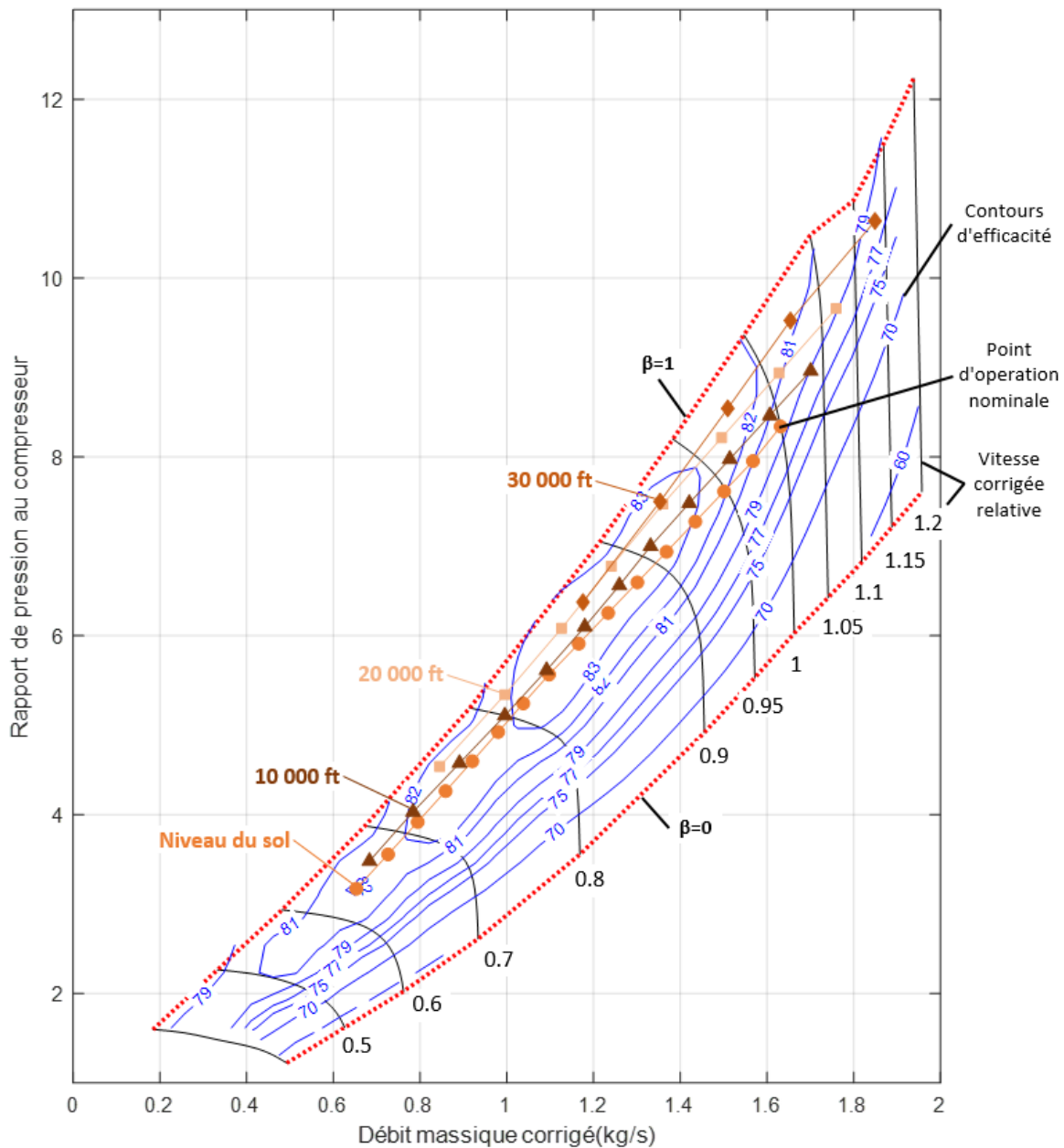


Figure A.1 – Carte de compresseur

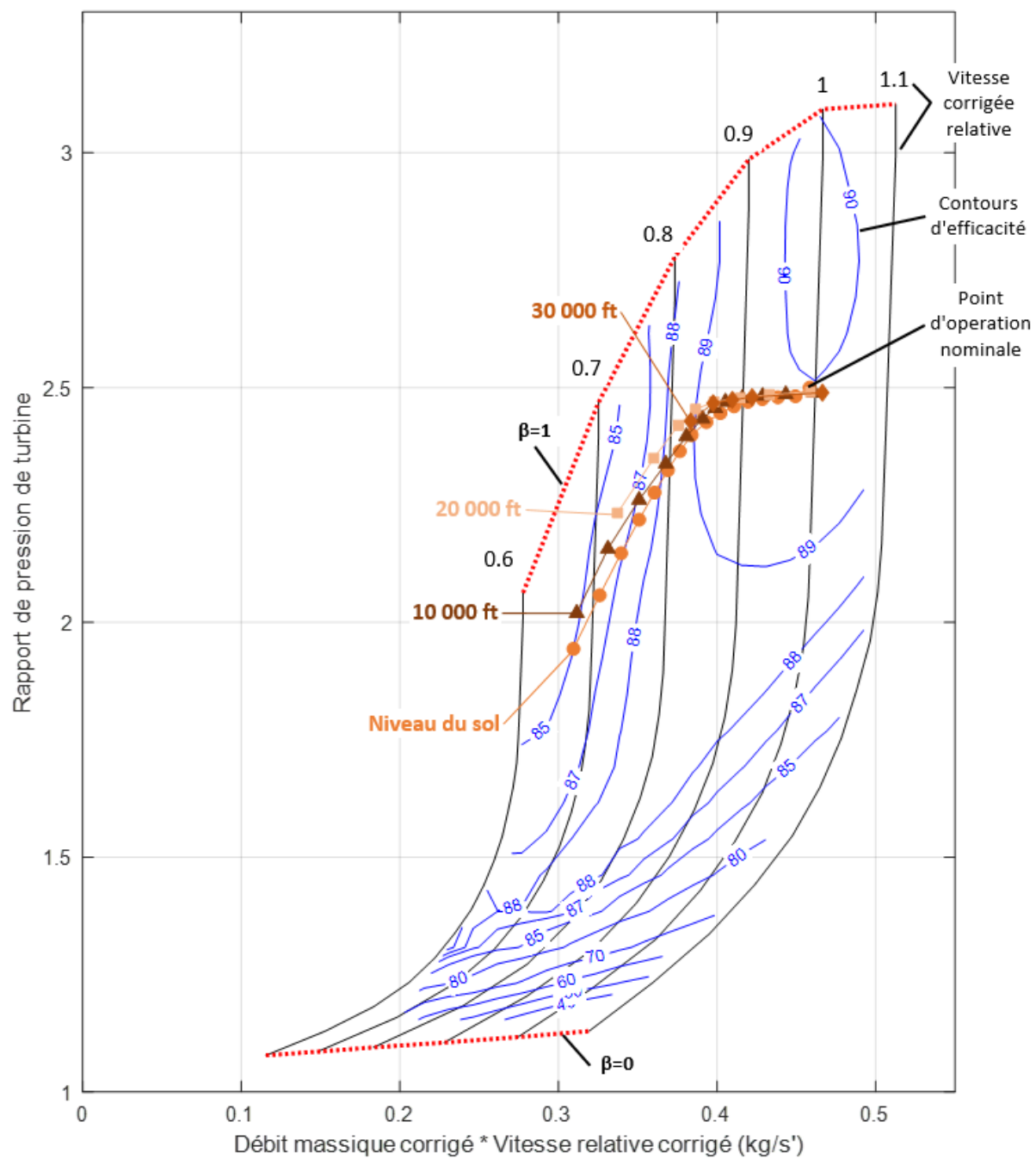


Figure A.2 – Carte du premier étage de turbine

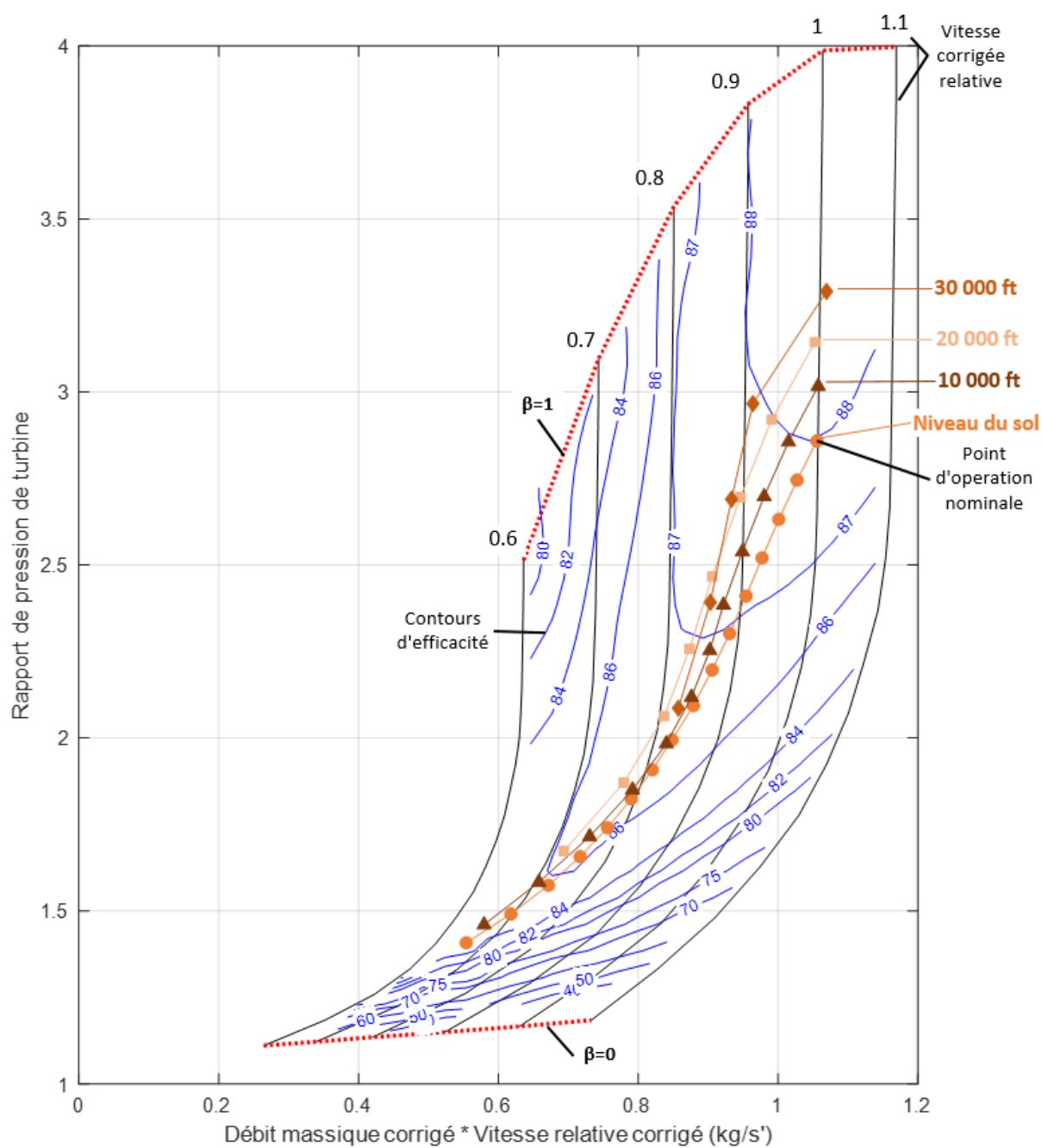


Figure A.3 – Carte du deuxième étage de turbine